FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Návrh rámu pro motocykl kategorie Mini GP

Mini GP motorcycle frame design

DIPLOMOVÁ PRÁCE
2024

Bc. Tomáš DVOŘÁK

Studijní program:	N0716A270001 - Dopravní a transportní technika
Studijní obor:	N071TMVO - Motorová vozidla
Vedoucí práce:	Ing. Lukáš Pacoň

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Dvořák** Jméno: **Tomáš** Osobní číslo: **483143**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**

Studijní program: **Dopravní a transportní technika**

Specializace: **Motorová vozidla**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh rámu pro motocykl kategorie miniGP

Název diplomové práce anglicky:

MiniGP motorcycle frame design

Pokyny pro vypracování:

1) Proveďte rešerši motocyklů a jejich rámu.
2) Popište zatížení a provozní podmínky motocyklu včetně pravidel dané kategorie.
3) Zvolte okrajové podmínky pro návrh vlastního rámu a zdůvodněte je.
4) Rám spočítejte s ohledem na zvolené zátěžné stavy a okrajové podmínky.
5) Výsledky vyhodnoťte, navrhněte způsob výroby rámu, rám samotný a potřebné přípravky.

Seznam doporučené literatury:

SMITH, Carroll. Tune to Win: The art and science of race car development and tuning. Fallbrook: Aero Publishers, 1978. ISBN 0-87938-071-3.
MILLIKEN, Douglas L. Race car vehicle dynamics: problems, answers and experiments. Warrendale: SAE International, c2003. ISBN 978-076801127

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Lukáš Pacoň ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **19.10.2023** Termín odevzdání diplomové práce: **26.01.2024**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Ing. Lukáš Pacoň	doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.	doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis vedoucí(ho) práce	podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

. _____ _____

Datum převzetí zadání Podpis studenta

© ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

Anotační záznam

Jméno autora:	Bc. Tomáš Dvořák
Název práce:	Návrh rámu pro motocykl kategorie Mini GP
Anglický název:	Mini GP Motorcycle frame design
Rozsah práce:	
	162 stran
	155 obrázků
	14 tabulek

Akademický rok:	2023/2024
Ústav:	12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program:	N0716A270001 - Dopravní a transportní technika
Vedoucí práce:	Ing. Lukáš Pacoň

Klíčová slova:	Rám, motocykl, Mini GP, metoda konečných prvků
Key words:	Frame, motorcycle, Mini GP, finite element method

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá návrhem rámu pro motocykl kategorie Mini GP s ohledem provozní podmínky a pravidla této kategorie. Tato práce je rozdělena do tří hlavních částí. Úvod práce je zaměřen na představení kategorie Mini GP a jejích technických předpisů. V teoretické části práce je popis základní geometrie motocyklu, rešerše motocyklů kategorie a motocyklových rámů. V praktické části je proveden návrh geometrických parametrů motocyklu, následovaný stanovením zátěžných stavů. Dále následují výpočty zátěžných stavů pomocí metody konečných prvků. Tato část je zakončena vyhodnocením výpočtů a finálním návrhem samotného rámu.

Abstract

The thesis deals with the design of a motorcycle frame for a Mini GP category with regard to the riding conditions and rules of this category. This thesis is divided into three main parts. The introductory part of the thesis is focused on the introduction of the Mini GP category and its technical regulations. The theoretical part of the thesis includes a description of the basic geometry of the motorcycle, a research of motorcycles of the category and motorcycle frames. In the practical part, the design of the geometrical parameters of the motorcycle is carried out, followed by the determination of the loading conditions. This is followed by calculations of the loading conditions using the finite element method. This part concludes with the evaluation of the calculations and the final design of the frame itself.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: „Návrh rámu pro motocykl kategorie Mini GP“ vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne:

…….....

(podpis autora)

Poděkování

Chtěl bych velmi poděkovat mému vedoucímu diplomové práce Ing. Lukáši Pacoňovi za užitečné rady, velice vstřícné jednání a konstruktivní kritiku.

Obsah

1 Úvod ... 11
1.1 Cíle práce ... 11
1.2 Kategorie Mini GP ... 11
1.2.1 O kategorii Mini GP ... 11
1.2.2 Technické řády Rival Trophy Mini GP ... 13
1.2.3 Technické řády MMČR Miniracing GP12 ... 13
2 Teoretická část ... 16
2.1 Zjednodušený kinematický model motocyklu ... 16
2.2 Základní geometrie motocyklu ... 17
2.2.1 Rozvor ... 19
2.2.2 Úhel řízení ... 21
2.2.3 Stopa (závlek) ... 22
2.2.4 Průměr kol ... 25
2.3 Rám jako součást podvozku ... 26
2.4 Dělení rámů ... 27
2.4.1 Trubkové rámy ... 27
2.4.2 Páteřové rámy ... 29
2.4.3 Příhradové (mřížové) rámy ... 30
2.4.4 Lisované rámy ... 33
2.4.5 Lité rámy ... 34
2.4.6 Obvodové rámy ... 35
2.4.7 Kombinované rámy ... 36
2.4.8 Konstrukce využívající jako hlavní nosný prvek pohonnou jednotku ... 37
2.4.9 Samonosné karoserie ... 38
2.4.10 Rámy z uhlíkových vláken ... 39
2.5 Vybrané motocykly kategorie Mini GP a jejich rámy ... 40
2.5.1 Ohvale GP-2 ... 40
2.5.2 Ohvale GP-0 ... 40
2.5.3 PBS Rivale GP ... 41
2.5.4 GRC GP12R ... 42
2.5.5 GRC GP10R ... 43

2.5.6 Bucci Moto BR12-GP 44
2.5.7 Bucci Moto BR10-GP 45
2.6 Ergonomie motocyklů kategorie Mini GP 46
2.6.1 Ergonomie motocyklu 46
2.6.2 Porovnání ergonomie vybraných motocyklů s 10" koly 47
2.6.3 Porovnání ergonomie vybraných motocyklů s 12" koly 47
2.6.4 Porovnání ergonomie vybraných motocyklů kategorie Mini GP s 10" a 12" koly 48
2.7 Některé geometrické parametry vybraných motocyklů kategorie Mini GP 48
2.7.1 Geometrické parametry vybraných motocyklů s 10" koly 48
2.7.2 Geometrické parametry vybraných motocyklů s 12" koly 49
2.7.1 Porovnání geometrických parametrů vybraných motocyklů kategorie Mini GP s 10" a 12" koly 50
3 Praktická část 51
3.1 Volba některých dílů a konstrukčních řešení 51
3.1.1 Výběr pohonné jednotky 51
3.1.2 Výběr kol a pneumatik 51
3.1.3 Volba konstrukčního provedení zavěšení předního kola 52
3.1.4 Volba konstrukčního provedení zavěšení zadního kola 52
3.1.5 Volba konstrukčního řešení rámu 52
3.2 Návrh geometrických parametrů motocyklu 53
3.2.1 Návrh základní geometrie motocyklu 53
3.2.2 Návrh ergonomických parametrů motocyklu 55
3.2.3 Návrh délky přední teleskopické vidlice 56
3.2.4 Návrh geometrie zavěšení zadního kola 56
3.2.5 Odhad společného těžiště motocyklu a jezdce 64
3.2.6 Návrh pozice pohonné jednotky v rámu motocyklu 67
3.3 Podmínky strukturální tuhosti rámu motocyklu 75
3.4 Zátěžné stavy pro kontrolu napětí v rámu motocyklu 77
3.4.1 Základní údaje pro kontrolu napětí v rámu motocyklu 77
3.4.2 Zátěžný stav simulující maximální deceleraci motocyklu 79
3.4.3 Zátěžný stav simulující maximální akceleraci motocyklu 80
3.4.4 Zátěžné stavy simulující průjezd motocyklu zatáčkou na mezi adheze 87

3.4.1 Zátěžný stav pro kontrolu napětí v pomocném podsedlovém rámu 91
3.5 Návrh rámu 92
3.5.1 Výběr softwaru pro tvorbu 3D modelu 92
3.5.2 Návrh rámu č. 1 92
3.5.3 Návrh rámu č. 2 93
3.5.4 Materiály součástí rámů 94
3.6 Základní informace o výpočetním modelu pro následující výpočty 95
3.7 Výpočet příčné a torzní tuhosti rámu 96
3.7.1 Výpočet torzní tuhosti rámu č. 1 96
3.7.2 Výpočet příčné tuhosti rámu č. 1 97
3.7.3 Výpočet torzní tuhosti rámu č. 2 98
3.7.4 Výpočet příčné tuhosti rámu č. 2 100
3.8 Výpočty pro kontrolu napětí v rámu 101
3.8.1 Kontrola napětí v rámu č. 1 - Zátěžný stav simulující maximální deceleraci motocyklu 101
3.8.2 Kontrola napětí v rámu č. 2 - Zátěžný stav simulující maximální deceleraci motocyklu 102
3.8.3 Kontrola napětí v rámu č. 1 – Zátěžný stav simulující maximální akceleraci motocyklu s nulovým propružením kol 104
3.8.4 Kontrola napětí v rámu č. 2 – Zátěžný stav simulující maximální akceleraci motocyklu s nulovým propružením kol 107
3.8.5 Kontrola napětí v rámu č. 1 – Zátěžný stav simulující maximální akceleraci motocyklu s maximálním propružením kol 110
3.8.6 Kontrola napětí v rámu č. 2 – Zátěžný stav simulující maximální akceleraci motocyklu s maximálním propružením kol 113
3.8.7 Kontrola napětí v rámu č. 1 – Zátěžný stav simulující namáhání silou v kontaktním bodě přední pneumatiky s vozovkou při průjezdu zatáčkou 116
3.8.8 Kontrola napětí v rámu č. 2 – Zátěžný stav simulující namáhání silou v kontaktním bodě přední pneumatiky s vozovkou při průjezdu zatáčkou 118
3.8.9 Kontrola napětí v rámu č. 1 – Zátěžný stav simulující namáhání silou v kontaktním bodě zadní pneumatiky s vozovkou při průjezdu zatáčkou 121

3.8.10 Kontrola napětí v rámu č. 2 – Zátěžný stav simulující namáhání silou v kontaktním bodě zadní pneumatiky s vozovkou při průjezdu zatáčkou 123
3.8.11 Kontrola napětí v rámu č. 1 – Zátěžný stav pro kontrolu napětí v pomocném podsedlovém rámu 125
3.8.12 Kontrola napětí v rámu č. 2 – Zátěžný stav pro kontrolu napětí v pomocném podsedlovém rámu 127
3.9 Porovnání rámů 130
3.10 Úpravy vybraného rámu 131
3.11 Výpočet torzní a příčné tuhosti upraveného rámu 132
3.11.1 Výpočet torzní tuhosti upraveného rámu 132
3.11.2 Výpočet příčné tuhosti upraveného rámu 134
3.12 Výpočty pro kontrolu napětí v upraveném rámu 135
3.12.1 Kontrola napětí v upraveném rámu – Zátěžný stav simulující maximální deceleraci motocyklu 135
3.12.2 Kontrola napětí v upraveném rámu – Zátěžný stav simulující maximální akceleraci motocyklu s nulovým propružením kol 136
3.12.3 Kontrola napětí v upraveném rámu – Zátěžný stav simulující maximální akceleraci motocyklu s maximálním propružením kol 137
3.12.4 Kontrola napětí v upraveném rámu – Zátěžný stav simulující namáhání silou v kontaktním bodě přední pneumatiky s vozovkou při průjezdu zatáčkou 139
3.12.5 Kontrola napětí v upraveném rámu – Zátěžný stav simulující namáhání silou 142
3.12.6 Kontrola napětí v upraveném rámu – Zátěžný stav pro kontrolu napětí v pomocném podsedlovém rámu 144
3.13 Zhodnocení úprav rámu 145
3.14 Návrh výroby rámu 146
4 Závěr 148
5 Seznam použitých veličin 149
6 Seznam obrázků 152
7 Seznam tabulek 156
8 Seznam příloh 157
9 Použitá literatura 158

1 Úvod

1.1 Cíle práce

Cílem teoretické části práce je provedení rešerše motocyklů kategorie Mini GP a motocyklových rámů obecně. Dále je nutné provést rešerši pravidel dané kategorie, které do značné míry vymezují možnosti konstrukčního provedení rámu.

Dalším cílem práce je popsání provozních podmínek motocyklů a definování okrajových podmínek a zátěžných stavů pro návrh vlastního rámu motocyklu.

Cílem praktické části je navržení samotného rámu pro motocykl kategorie Mini GP podle předem definovaných okrajových podmínek včetně pravidel kategorie. Následují výpočty rámu s ohledem na zátěžné stavy.

Posledním cílem je vyhodnocení výsledků, navržení úprav rámu a způsobu výroby.

1.2 Kategorie Mini GP

1.2.1 O kategorii Mini GP

Závody kategorie Mini GP se jezdí na menších okruzích, které jsou používány například i pro závody motokár. Kategorie Mini GP slouží jednak pro výchovu mladých závodníků, ale zároveň je levnější alternativou k závodům motocyklů na velkých okruzích i pro dospělé jezdce. Typickým motocyklem této kategorie je Ohvale GP-2 (Obrázek 1). V rámci světové série FIM MiniGP World Series je firma Ohvale S.r.l dokonce jediným oficiálním dodavatelem motocyklů a na strojích jiných značek nelze v tomto šampionátu závodit. V rámci FIM MiniGP World Series se závodí ve třídách GP-0 4Speed a GP-2 190 Daytona. [1]

Obrázek 1 - Ohvale GP-2, motocykl kategorie Mini GP [2]

V šampionátu Rival Trophy, který se jezdí v České republice, je vypsána kategorie Mini GP. Závody Rival Trophy se konají na okruzích ve Vysokém Mýtě a v Písku, na okruhu Steel Ring v Třinci (ve dvou variantách okruhu) a Slovakiaring v obci Orechová Potôň na Slovensku. V minulosti se závodilo i na okruhu v Chebu. Před každou sezonou probíhá oficiální rozřazení do výkonnostních tříd, ve kterých se pak v šampionátu sbírají body po celou sezonu. Vzhledem k aktuálnímu nižšímu počtu účastníků šampionátu s motocykly kategorie Mini GP a vzhledem rozdělení do výkonnostních tříd, závodí v těchto třídách jezdci bez ohledu na to, jestli mají motocykl kategorie Pitbike nebo Mini GP. Výjimkou jsou třídy Open Class, které mají odlišná technická pravidla a třída Junior, která je věkově omezena. Mimo klasické závody šampionátu a dne oficiálního rozřazení nabízí organizátor i jarní soustředění a vytrvalostní závod. [3] [4] [5] [6]

Autoklub České republiky zaštiťuje šampionát MMČR Miniracing. V rámci tohoto mezinárodního mistrovství České republiky není vypsána jedna třída MiniGP, místo toho jsou zde vypsány třídy Ohvale 110, Ohvale 160 GP12 Junior a GP12 Senior. Třídy Ohvale 110 a Ohvale 160 jsou pouze pro motocykly této značky. Ve třídě Ohvale 110 mohou startovat jezdci od 8 do 12 let, ve třídě Ohvale 160 mohou startovat jezdci od 10 do 16 let, ve třídě GP12 Junior mohou startovat jezdci od 13 do 24 let a ve třídě GP12 Senior mohou

startovat jezdci od 24 let. Závody MMČR Miniracing se konají na okruzích ve Vysokém Mýtě, v Písku, v Chebu a v Třinci. [7] [8] [9]

V následujících kapitolách jsou stručně zmíněny zásadní technické předpisy výše uvedených šampionátů pro třídy, ve kterých smí závodit motocykly MiniGP libovolného výrobce. Kompletní technické řády jsou v přílohách této práce.

1.2.2 Technické řády Rival Trophy Mini GP

Motocykly pro tuto třídu musí být vybaveny ležatým čtyřtaktním motorem. Povolené jsou motory YX, ZONGSHEN, LIFAN, TOKAWA s dvouventilovou hlavou. CDI a zapalování jsou povolena pouze standardní u těchto motorů. Je zakázaná jakákoliv elektronická úprava (například rychlořazení a přídavná CDI). Jsou zakázána válečková vahadla ventilů. Plnění motoru je povoleno pouze pomocí karburátoru. Je zakázáno použití membránových karburátorů a karburátorů vybavených systémem powerjet. Je povolený maximální výkon 14 koňských sil a maximální hodnota točivého momentu 12,5 Nm. [5]

Je povoleno použít maximálně čtyřstupňovou převodovku. Lze použít libovolnou spojku v olejové lázni. Všechny motory, které mají olejový chladič, musí mít propojovací hadice s ocelovým opletem, hadice musí být schváleny technickým komisařem. Typ schválené hadice bude k dispozici na stránkách www.mv69.cz. [5]

Motocykl musí být vybaven koly o průměru 10, nebo 12 palců. Jsou povolena pouze řídítka s objímkou, stupačky jsou povoleny pevné nebo zalamovací se zpětnou pružinou. Motocykl musí být vybaven padacími protektory os kol. Stupačky musí být zakončeny silonovým chráničem, řídítka musí být zakončena měkkým materiálem (hliník, silon). Řídítka musí být dále vybavena chrániči páček. Vypouštěcí a napouštěcí šroubení oleje musí být zajištěno vázáním. Motocykl musí být vybaven přepadovou nádobkou na olej. Obě brzdy musí být ve funkčním stavu. Na řídítkách musí být tlačítko na vypínání motoru („kill switch“). Kompletní kapotáž musí být ve vyhovujícím stavu. [5]

Povolené pneumatiky pro účast v závodním dnu bude povinné pořizovat u smluvního partnera šampionátu Rival Trophy (jedná se o pneumatiky PMT). [5]

1.2.3 Technické řády MMČR Miniracing GP12

V této třídě je povoleno startovat pouze sériově vyráběným kapotovaným silničním motocyklům se zážehovým čtyřtaktním motorem. [10]

Leštění rámu, rámu sedla a předního držáku kapotáže je zakázané. Na osách zadního i předního kola nebo v jejich blízkosti musí být umístěny plastové padací protektory. Otevřené konce řídítek musí být zakončeny zátkou (padacím protektorem) z plastu nebo hliníkové slitiny, zátku je možno nahradit chráničem páčky. Spínač vypínání motoru musí být namontován na řídítkách. Je možné použít pevné nebo sklopné stupačky. Stupačky

musí být zakončeny plastovým padacím protektorem. Pokud jsou stupačky sklopné, musí být vybaveny mechanismem, který je spolehlivě vrátí do výchozí pozice. Je povoleno demontovat páku spouštění motoru. Pokud páka zůstane namontovaná, musí být vybavena systémem, který zabraňuje jejímu náhodnému vyklopení. [10]

Přední a zadní brzda musí fungovat nezávisle na sobě. Pro zadní brzdu je povolené použití hlavního brzdového válce umožňujícího montáž na řídítka a ovládání palcem levé ruky. V takovém případě je možné původní páku pro nožní ovládání odmontovat. [10]

Jsou povoleny ráfky o velikosti 10, nebo 12 palců. Mohou být použity pouze pneumatiky komerční produkce, které jsou určené pro silniční motocykly a jsou běžně dostupné v obchodní síti. Pneumatiky musí být uvedeny v katalogu výrobců pneumatik. Používání mokrých pneumatik při vyhlášení mokrého závodu je povoleno. [10]

Je povoleno použití palivových filtrů a rychlospojek na palivové potrubí. Smí se používat pouze bezolovnatý benzín z běžné obchodní sítě. Použit smí být pouze karburátor s maximálním průměrem difuzoru 28 mm a s kulatým šoupátkem. Použití čerpadel nebo vstřikování paliva je zakázáno. Přepadové a odpadní hadice z karburátoru musí být svedeny do retenční nádoby. Vzduchový filtr musí být zachován. Je zakázáno použití systémů ke zvýšení tlaku nasávaného vzduchu pomocí dynamického tlaku vzduchu při pohybu motocyklu. [10]

S výjimkou případů výslovně povolených v technických řádech musí motor zůstat zcela originální. Povolené motory jsou YINXIANG YX 160, DAYTONA ANIMA 160, ZONGSHEN ZS 155 a ZONGSHEN ZS 190. Odvzdušnění motoru musí být svedeno do plastové retenční nádoby. Na hlavě motoru není povolen žádný druh obrábění pro odstranění materiálu včetně leštění. Dále je zakázáno přidávání materiálu, toto platí i pro povrchové úpravy. Kliková skříň motoru a víka klikové skříně musí zůstat původní včetně barvy a povrchové úpravy. Šrouby motoru nesmí být podrobeny žádnému zpracování ani změně velikosti v porovnání s originálními součástkami. Další technické předpisy týkající se motoru zde nejsou uvedeny, jelikož nemají zásadní vliv na konstrukci rámu motocyklu. Tyto předpisy jsou uvedeny v příloze (Příloha 2). [10]

Použití spojky se schopností omezení zpětného točivého momentu je povoleno. Počet převodových stupňů, jejich uspořádání, systém výběru převodových stupňů i řadicí vidlice musí zůstat původní. Je zakázán jakýkoliv druh povrchových úprav pro snížení tření v převodovce. [10]

Olejové vedení propojující motor a olejový chladič musí být realizováno pomocí hadic s kovovým opletem. Vypouštěcí, napouštěcí, případný kontrolní šroub oleje a šrouby olejových hadic musí být zajištěny proti samovolnému povolení pomocí aretačního drátu.

Odvětrávací a přepadová vedení musí být svedena do retenční nádoby o minimálním objemu 250 cm^3. [10]

Použití programovatelného zapalování a systému rychlořazení je zakázáno. Je povinné použít původní zapalovací jednotku. Je povoleno namontovat jeden nebo více systémů pro zobrazování otáček motoru, teploty oleje, času na kolo a hodin provozu motoru. Integrované řídící panely s funkcí elektronického sledování, geolokací a sběru dat jsou povoleny, sběr dat musí být omezen na údaje o otáčkách motoru, teplotě oleje, času na kolo, hodinách provozu motoru, poloze a rychlosti (pomocí GPS signálu). Je možné používat elektronická zařízení s infračervenou technologií, GPS nebo rádiovou detekcí pro měření času. Mimo zmíněných případů není povoleno používat dalších systémů k detekci nebo získávání dat a telemetrie. [10]

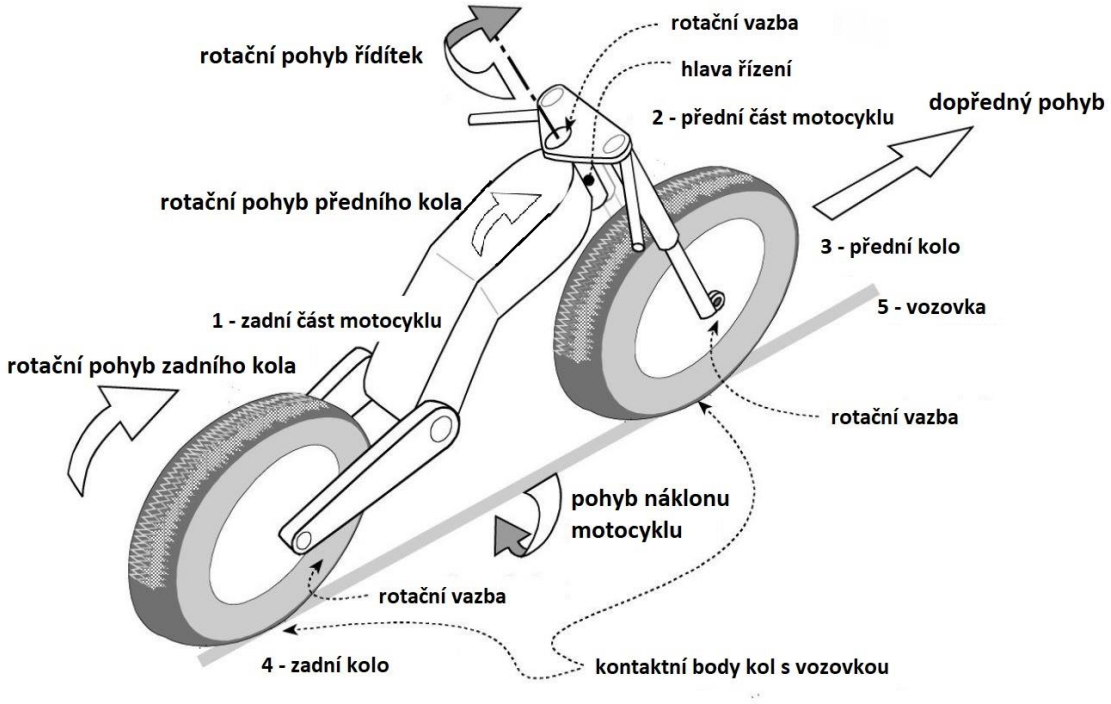
Pro součásti kapotáže je zakázáno použití součástí z uhlíkových vláken. Je povoleno použití rychloupínacích prvků kapotáže. Čelní sklo může být obarveno nebo průhledné. Na motocyklu musí být umístěna jedna tabulka se startovním číslem na předním větrném štítku. Barvy číslic a tabulek musí být navzájem zřetelně kontrastní. [10]

Maximální přípustná hluková úroveň je 98 dB při 5500 otáčkách za minutu. Pro snížení hluku je povoleno použít zátku do koncovky výfuku. [10]

2 Teoretická část

2.1 Zjednodušený kinematický model motocyklu

Při uvažování tuhého zavěšení motocyklu, lze motocykl z kinematického hlediska definovat jako jednoduchý prostorový mechanismus, který se skládá ze 4 tuhých těles. Těmito tuhými tělesy jsou zadní část motocyklu, přední část motocyklu, zadní kolo a přední kolo. Tyto části jsou spojeny 3 rotačními vazbami. Přední a zadní kolo se dotýkají vozovky ve dvou styčných bodech (Obrázek 2). [11]



Obrázek 2 - Zjednodušený kinematický model motocyklu [11]

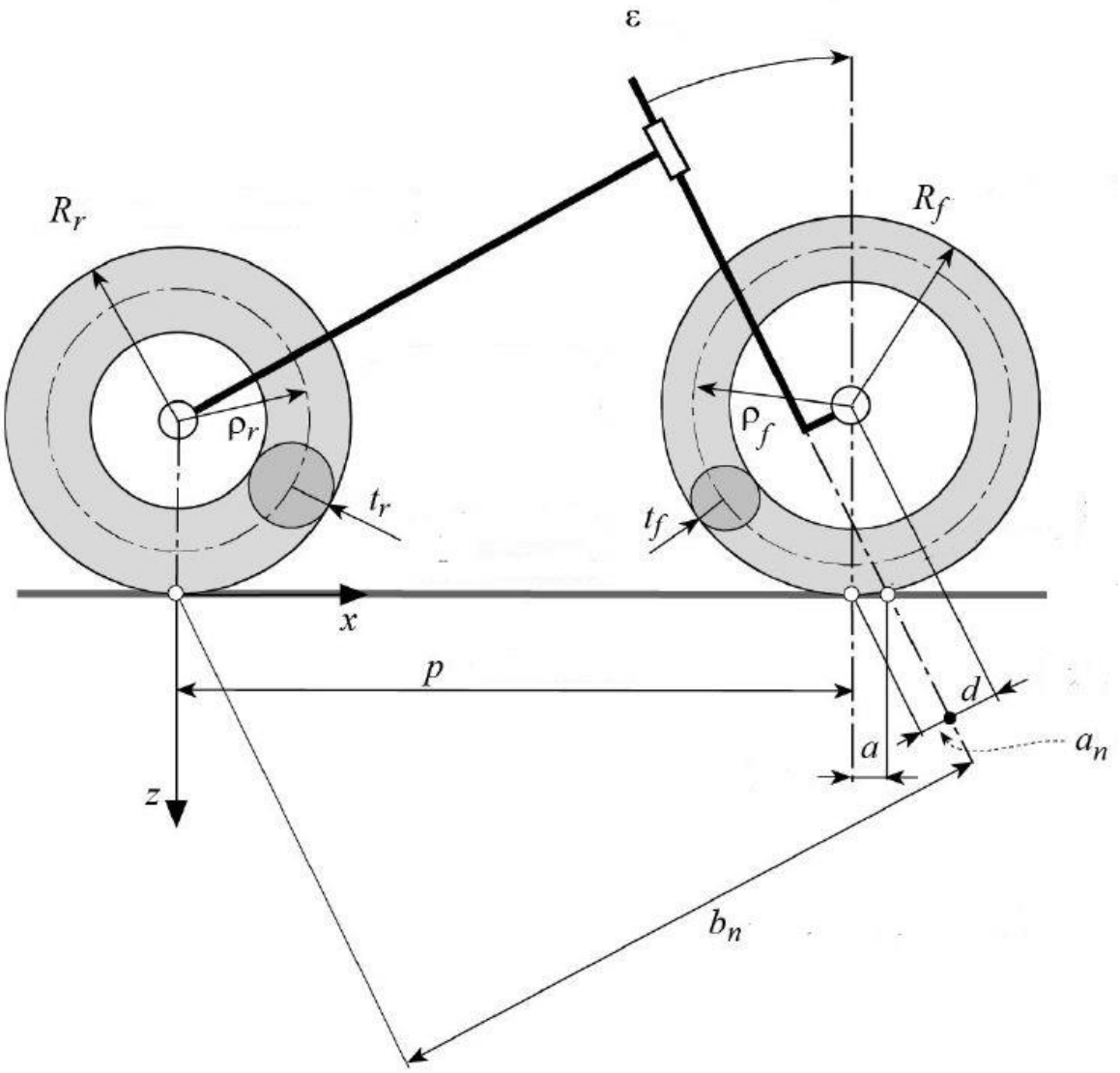
Každá rotační vazba odebírá 5 stupňů volnosti. Každý z kontaktních bodů odebírá 3 stupně volnosti. Při uvažování čistého odvalování pneumatiky po vozovce má každé z kol možnost rotace v rovině kola kolem styčného bodu s vozovkou, což odpovídá dopřednému pohybu. Dále může kolo rotovat kolem průsečíku roviny kola a roviny vozovky, což odpovídá naklánění kola. Kolo může ještě rotovat okolo osy procházející styčným bodem s vozovkou a středem kola. [11]

Každé volné těleso má v prostoru 6 stupňů volnosti. 4 volná tělesa by měla v prostoru 24 stupňů volnosti, 3 rotační vazby odebírají dohromady 15 stupňů volnosti a dva styčné body kol s vozovkou odebírají společně 6 stupňů volnosti. Výsledný zjednodušený kinematický mechanismus motocyklu má tedy 3 stupně volnosti. Jeden ze stupňů volnosti můžeme spojovat s dopředným pohybem motocyklu, jenž je doprovázen otáčením kol.

Druhý ze stupňů volnosti reprezentuje možnost motocyklu, aby se nakláněl okolo osy spojující styčné body kol s vozovkou. Poslední stupeň volnosti reprezentuje otáčení řízení. Ve skutečnosti dochází k podélnému a příčnému prokluzu obou kol. Prokluz je nutný k přenosu podélných a příčných sil mezi pneumatikou a vozovkou. Tento jev přidává další 4 stupně volnosti, s uvažováním prokluzů má tedy mechanismus 7 stupňů volnosti. [11]

2.2 Základní geometrie motocyklu

Pro popsání základní geometrie motocyklu bude uvažován motocykl s tuhým zavěšení, tedy motocykl bez odpružení. Pneumatiky motocyklu budou považovány za tuhá tělesa. Pneumatika bude mít tvar toroidu s kruhovým průřezem. Základní geometrie motocykl je znázorněna na obrázku (Obrázek 3) a parametry z obrázku jsou vysvětleny v tabulce (Tabulka 1). Tyto parametry jsou měřeny, když je motocykl ve svislé poloze a úhel zatočení řídítek je nulový. [11]



Obrázek 3 - Základní geometrie motocyklu [11]

Parametr	Jednotka	Význam
$\boldsymbol{\varepsilon}$	[°]	Úhel řízení
$\boldsymbol{p}$	$[mm]$	Rozvor
$\boldsymbol{R_r}$	$[mm]$	Poloměr zadního kola
$\boldsymbol{R_f}$	$[mm]$	Poloměr předního kola
$\boldsymbol{a}$	$[mm]$	Stopa
$\boldsymbol{a_n}$	$[mm]$	Normálová stopa
$\boldsymbol{d}$	$[mm]$	Offset přední vidlice
$\boldsymbol{b_n}$	$[mm]$	Normálová stopa zadního kola
$\boldsymbol{t_r}$	$[mm]$	Poloměr průřezu zadní pneumatiky
$\boldsymbol{t_f}$	$[mm]$	Poloměr průřezu přední pneumatiky
$\boldsymbol{\rho_r}$	$[mm]$	Střední poloměr toroidu zadní pneumatiky
$\boldsymbol{\rho_f}$	$[mm]$	Střední poloměr toroidu přední pneumatiky

Tabulka 1 - Základní geometrie motocyklu [11]

Mezi některými z těchto parametrů (Tabulka 1) platí následující vztahy:

$$\rho_r = (R_r - t_r) \tag{1}$$

$$\rho_f = \left(R_f - t_f\right) \tag{2}$$

$$a_n = R_f \sin\varepsilon - d \tag{3}$$

$$a = \frac{a_n}{\cos\varepsilon} = R_f \tan\varepsilon - \frac{d}{\cos\varepsilon} \tag{4}$$

[11]

Běžně používané geometrické parametry pro popis motocyklu jsou rozvor p, úhel řízení ε a stopa a. Rozvor je vzdálenost mezi styčnými body pneumatik s vozovkou, úhel řízení je definován jako úhel mezi svislou osou a osou otáčení hlavy řízení. Stopa je vzdálenost měřená v rovině vozovky mezi styčným bodem předního kola s vozovkou a průsečíkem osy hlavy řízení s vozovkou. Tyto parametry jsou společně důležité pro popis ovladatelnosti motocyklu. Dopady těchto geometrických parametrů na ovladatelnost motocyklu je potřeba vyhodnocovat společně, jelikož mezi nimi je silná interakce. [11]

2.2.1 Rozvor

Hodnota rozvoru značně ovlivňuje výsledné vlastnosti motocyklu. Za předpokladu, že ostatní parametry zůstanou nezměněné, vede prodloužení rozvoru k následujícím žádoucím změnám:

- Zvýšení směrové stability motocyklu
- Snížení přenášení zatížení mezi předním a zadním kolem vlivem akcelerace a decelerace
- Snížení předozadního naklánění motocyklu akcelerace a decelerace, zvýšení odolnosti motocyklu proti převrácení
- Snížení předozadního naklánění motocyklu vlivem nerovností vozovky

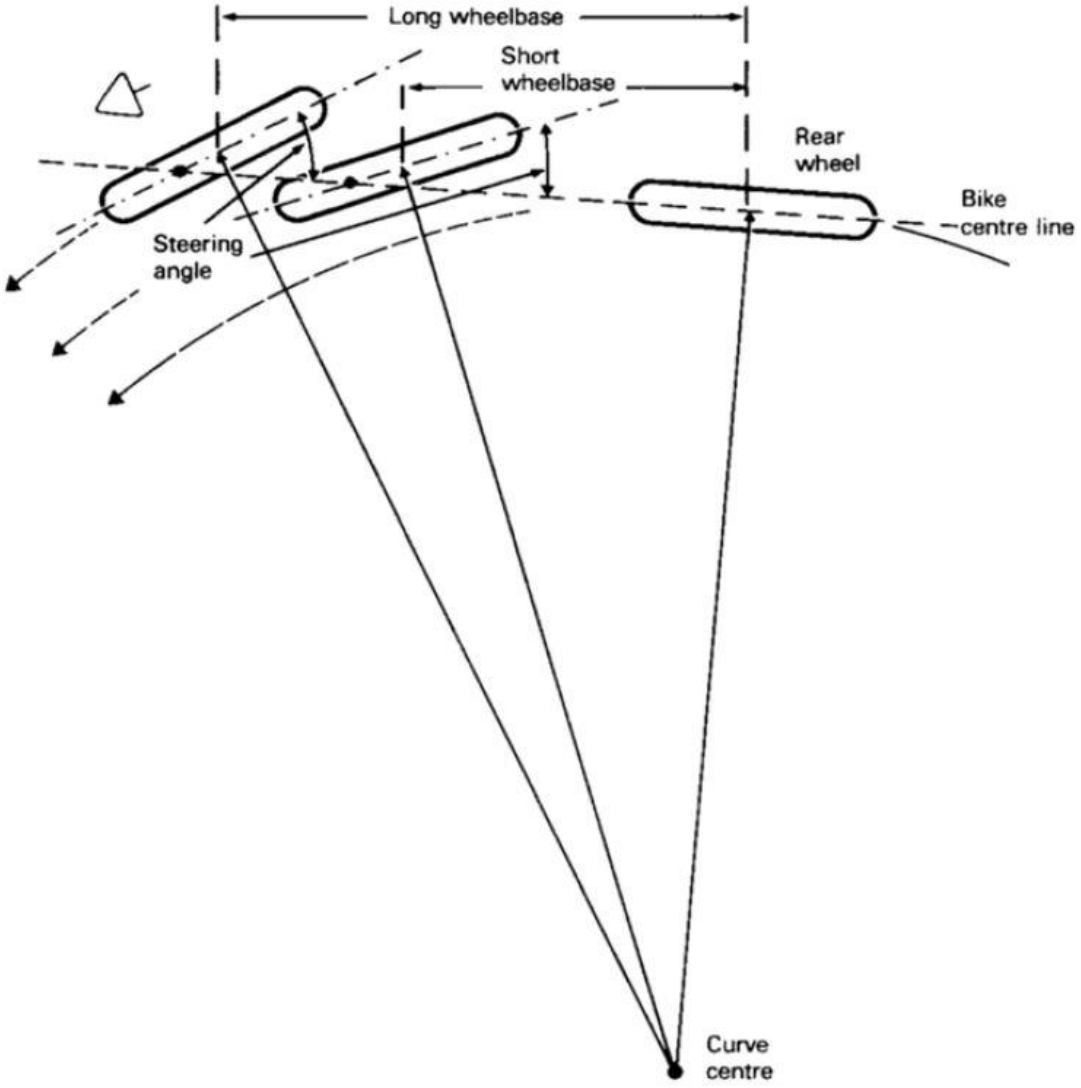
Za předpokladu, že ostatní parametry zůstanou nezměněné, vede prodloužení rozvoru k následujícím nežádoucím změnám:

- Zvětšení minimálního poloměru otáčení motocyklu
- Nárust požadovaného točivého momentu aplikovaného na řízení (sil aplikovaných na řídítka) potřebného pro zatočení
- Snížení ohybové a torzní tuhosti rámu motocyklu

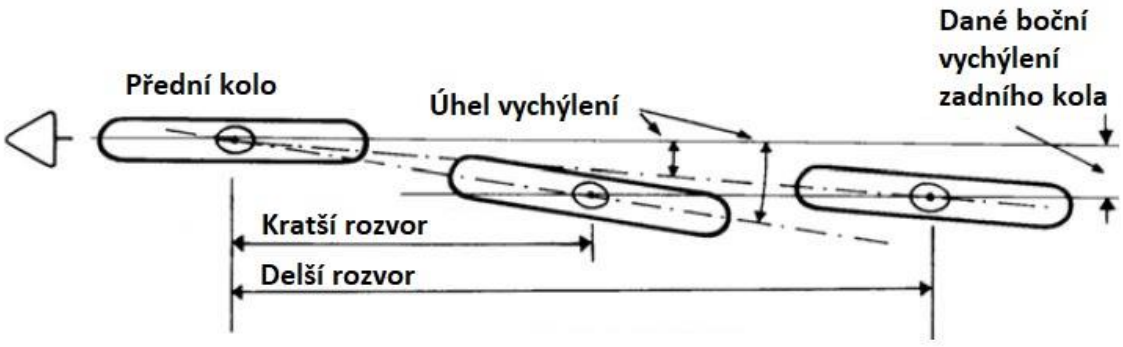
Ohybová a torzní tuhost rámu mají zásadní vliv na ovladatelnost motocyklu. U rámů s nižší ohybovou a torzní tuhostí dochází k větším deformacím, což zhoršuje ovladatelnost stroje. [11] [12]

Výsledná hodnota rozvoru je kompromisem více požadavků a liší se podle typu motocyklu. Obecně platí, že motocykly, u kterých je vyžadována větší manévrovatelnost v nižších rychlostech, mají kratší rozvor. U motocyklů, které potřebují stabilitu ve vyšších rychlostech se používá delší rozvor. Cestovní motocykly mívají rozvor přibližně od $p = 1470\ mm$ do $p = 1520\ mm$. U silničních závodních a sportovních motocyklů se hodnota rozvoru pohybuje přibližně od $p = 1270\ mm$ pro stroje s nižším výkonem až po $p = 1470\ mm$ pro velmi výkonné závodní a sportovní motocykly. [11] [12] [13] [14] [15]

Existují 3 základní důvody, proč vede prodloužení rozvoru ke zvýšení směrové stability motocyklu. Prvním z nich je, že pro dosažení zatáčení po křivce se stejným poloměrem je nutné, aby bylo u motocyklu s delším rozvorem přední kolo více natočeno do zatáčky, jak je znázorněno na obrázku (Obrázek 4). Tudíž při stejném natočení předního kola dojde u takového stroje k zatáčení po křivce s větším poloměrem. Druhým důvodem je, že při vychýlení zadního kola motocyklu o danou vzdálenost od původní podélné osy motocyklu budou u stroje s delším rozvorem roviny předního a zadního kola svírat menší úhel, jak je vidět na obrázku (Obrázek 5). Třetím důvodem je, že prodloužení rozvoru vede k nárůstu momentu setrvačnosti okolo osy kolmé na podélnou osu motocyklu. Toto má tedy vliv na otáčení stroje okolo svislé osy a taky na předozadní naklánění motocyklu. [12]



Obrázek 4 - Vliv rozvoru na požadovaný úhel natočení předního kola [12]



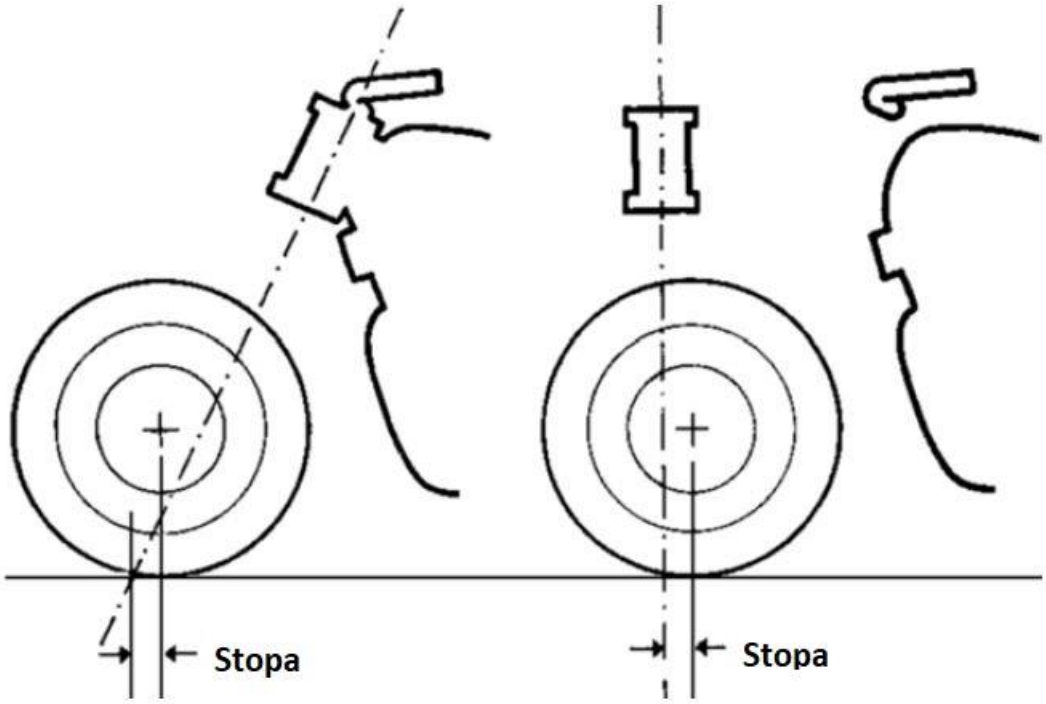
Obrázek 5 - Vliv rozvoru na úhel vychýlení po vychýlení zadního kola [12]

2.2.2 Úhel řízení

Hodnoty úhlu řízení jsou různé podle typu motocyklu. Nízké hodnoty úhlu řízení jsou používány u plochodrážních motocyklů. U těchto strojů mají úhly řízení hodnotu okolo

$\varepsilon = 19\,°$. Naopak cestovní motocykly mají úhly řízení od $\varepsilon = 27\,°$ do $\varepsilon = 34\,°$. Hodnoty úhlu řízení u silničních sportovních a závodních motocyklů se pohybují mezi $\varepsilon = 21\,°$ a $\varepsilon = 25\,°$. [11] [13] [14] [15]

Příliš malý úhel řízení by vedl k vysokému namáhání přední teleskopické vidlice při brzdění. Přední teleskopická vidlice je poměrně lehce deformovatelná při ohybovém i torzním namáhání. Malé hodnoty úhlu řízení tedy vedou k velkým deformacím přední teleskopické vidlice při brzdění. Tyto deformace by mohly vést k nebezpečnému kmitání přední části motocyklu okolo osy hlavy řízení (tzv. wobble). Další problém příliš malého úhlu řízení při zachování stejné stopy souvisí se zástavbovým prostorem pro pohonnou jednotku motocyklu. Taková konstrukce by nedovolovala, aby byla hlava řízení v blízkosti pohonné jednotky, jak je vidět na obrázku (Obrázek 6). Nižší hodnoty úhlu řízení vedou ke snížení sil potřebných pro řízení. Příliš velký úhel řízení přináší problém s nadměrným ohybovým namáháním přední teleskopické vidlice od zatížení vlastní vahou motocyklu a při přejezdu nerovností. Osa přední teleskopické vidlice je v takovém případě odkloněna od osy, ve které chceme odpružení realizovat. [11] [12]

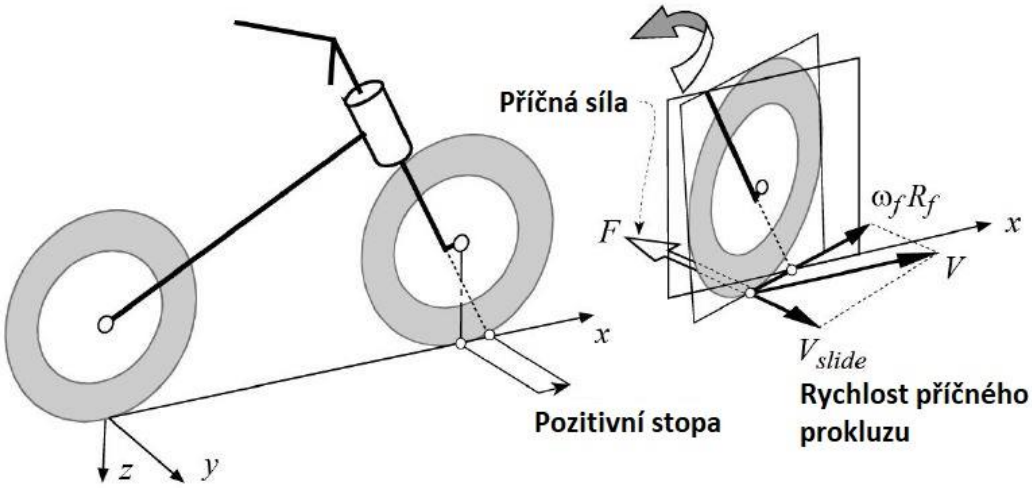


Obrázek 6 - Problém se zástavbovým prostorem při nízkém úhlu řízení [12]

2.2.3 Stopa (závlek)

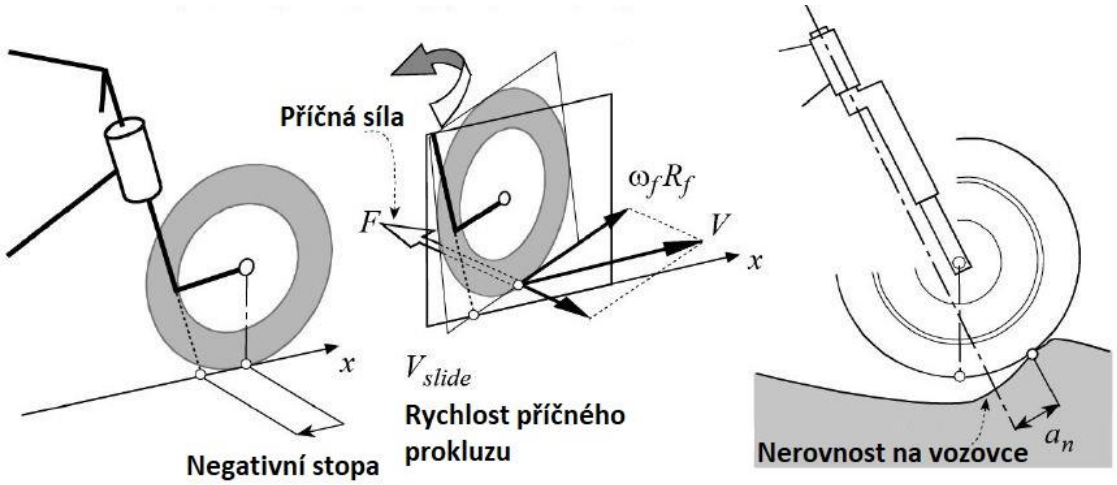
Hodnoty stopy závisí na typu motocyklu a na jeho rozvoru. Závodní a sportovní silniční motocykly mají nižší hodnoty stopy než motocykly určené pro cestování. Hodnota stopy je zásadní pro stabilitu motocyklu zejména při přímočarém pohybu. [11]

Z ryze geometrického hlediska lze klasický mechanismus popsat třemi parametry a to úhlem řízení ε, offsetem přední vidlice d a poloměrem předního kola R_f. Z těchto parametrů lze vypočítat hodnotu normálové stopy a_n. Normálová stopa je kolmá vzdálenost mezi osou hlavy řízení a styčným bodem pneumatiky předního kola s vozovkou. Hodnota normálové stopy je považována za kladnou, pokud se průsečík osy hlavy řízení s vozovkou nachází před styčným bodem pneumatiky předního kola s vozovkou (Obrázek 7). [11]



Obrázek 7 - Pozitivní stopa a vznik stabilizující síly [11]

Pokud dojde při přímočaré jízdě motocyklu rychlostí $\vec{V}$ k natočení předního kola, lze vektor této rychlosti rozdělit na složku $\overrightarrow{\omega_f R_f}$, jenž představuje rychlost odvalování kola a na složku $\overrightarrow{V_{slide}}$, která představuje rychlost příčného prokluzu styčné plochy pneumatiky s vozovkou. Vektor $\overrightarrow{\omega_f R_f}$ leží v rovině kola a vektor $\overrightarrow{V_{slide}}$ je na něho kolmý, oba leží v rovině vozovky (Obrázek 7). Vlivem bočního prokluzu vzniká třecí síla $\vec{F}$, která působí v ose vektoru $\overrightarrow{V_{slide}}$, ale v opačném směru. Vzhledem k tomu, že je stopa kladná, vytváří síla $\vec{F}$ moment, který má tendenci vrátit kolo do původní polohy (Obrázek 7). Velikost momentu je přímo úměrná délce normálové stopy. Pokud by stopa měla negativní hodnotu, třecí síla $\vec{F}$ by vytvářela moment, který měl tendenci zvyšovat úhel natočení předního kola (Obrázek 8). Tento jev by měl destabilizující účinek na jízdu motocyklu. Negativní hodnotu stopy může v určitý okamžik způsobit nerovnost na vozovce (Obrázek 8). [11]



Obrázek 8 - Negativní stopa a vznik destabilizující síly [11]

Vysoké hodnoty stopy, kterých je dosaženo velkou hodnotou úhlu řízení, mají sice stabilizující účinek, ale zároveň silně snižují manévrovací schopnosti motocyklu. Takovou konstrukci mají takzvané choppery. [11]

Stejně jako existuje pro přední kolo stopa a a normálová stopa a_n, existuje pro zadní kolo stopa zadního kola b a normálová stopa zadního kola b_n. Stabilizující efekt příčné třecí síly působící na zadní kolo není tak významný jako stabilizující efekt příčné třecí síly působící na přední kolo. Je tomu tak díky následujícím faktům. Vychýlení styčných ploch pneumatik s vozovkou obou kol od osy přímočarého pohybu motocyklu o stejnou vzdálenost vede k rozdílným úhlům skluzu obou pneumatik (Obrázek 9). Na pneumatice zadního kola dojde ke vzniku výrazně menšího skluzového úhlu, a tedy ke vzniku nižší příčné třecí síly. Navíc má zadní část motocyklu (včetně jezdce) výrazně vyšší moment setrvačnosti než přední část motocyklu (řízení, přední kolo, vidlice). [12]

Obrázek 9 - Rozdíl skluzových úhlů pneumatik [12]

Třecí síly kolmé na průsečnici roviny kola a roviny vozovky působící na pneumatiky předního a zadního kola vytvářejí momenty kolem osy hlavy řízení. Tyto síly působí na

ramenech o délkách normálové stopy a_n a normálové stopy zadního kola b_n. Tyto vzdálenosti mají vztah se stopou a, úhlem řízení ε a rozvorem p podle vztahů:

$$a_n = a\cos\varepsilon \tag{5}$$

$$b_n = (p + a)\cos\varepsilon \tag{6}$$

Z výše uvedeného je patrné, že spolu rozvor p a stopa a úzce souvisí. Nelze určit, zda je stopa malá nebo velká, pokud neznáme rozvor motocyklu. Tyto parametry se musí vyhodnocovat společně. Jako porovnávací parametr je možné použít poměr R_n, který je dán vztahem:

$$R_n = \frac{a_n}{b_n} \tag{7}$$

[11]

Hodnoty poměru R_n se obvykle pohybují mezi $R_n = 0{,}04$ a $R_n = 0{,}08$. Pro závodní motocykly bývá hodnota přibližně $R_n = 0{,}06$, pro sportovní a supersportovní motocykly bývá hodnota poměru R_n mezi $R_n = 0{,}06$ a $R_n = 0{,}065$. U cestovních strojů se setkáváme s hodnotami poměru R_n přibližně od $R_n = 0{,}06$ až do $R_n = 0{,}08$. Takzvané cruisery, které jsou těžší a pomalejší mají $R_n = 0{,}05$ až $R_n = 0{,}06$. Tyto hodnoty jim zajišťují dostatečnou ovladatelnost při nízkých rychlostech, zároveň tyto stroje nemusí být zvláště stabilní ve vysokých rychlostech. Poměr R_n je malý u skútrů, jejichž prioritou je snadná manévrovatelnost v městském provozu a zároveň se nepočítá s používáním ve vysokých rychlostech. [11]

Správně by měl poměr R_n zohledňovat rozložení zatížení na přední a zadní kolo. Takový poměr je dán vztahem:

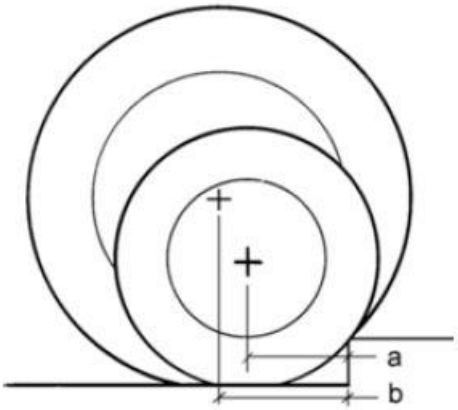
$$R_n = \frac{a_n}{b_n}\frac{N_f}{N_r} \tag{8}$$

kde N_f je zatížení předního kola a N_r je zatížení zadního kola. Motocyklu s vyšším zatížením předního kola stačí kratší stopa. Větší zatížení kola vytváří větší příčné třecí síly, a tudíž pro vytvoření stejného moment kolem osy hlavy řízení stačí kratší normálová stopa. [11]

2.2.4 Průměr kol

Výsledná velikost kol je kompromisem různých požadavků. Menší i větší kola mají své výhody. Mezi výhody menších kol při stejném průřezu pneumatiky patří nižší hmotnost neodpružených hmot, nižší moment setrvačnosti kol (snazší akcelerace a decelerace), nižší moment setrvačnosti řízení a celkově nižší hmotnost. Z čistě konstrukčního hlediska jsou menší kola tužší. Velikost kol má vliv na velikost gyroskopických sil. Větší kola při zachování průřezu pneumatiky generují větší gyroskopické síly. Při překonávání děr ve

vozovce je nevýhodou menšího kola fakt, že zapadne hlouběji do díry. Při překonávání nerovnosti musí kolo s menším průměrem při stejné rychlosti jízdy vyjet na nerovnost v kratším čase (Obrázek 10), to klade zvýšené nároky na odpružení. Větší kola mají při zachování průřezu pneumatiky větší styčnou plochu pneumatiky s vozovkou. [12]



Obrázek 10 - Rozdíl při překonávání nerovnosti různě velkými koly [12]

V minulosti se používané průměry kol motocyklů postupně vyvíjely. V padesátých letech minulého století se používala především 19" kola. Pro dosažení lepších vlastností motocyklů v zatáčkách docházelo postupně k používání širších pneumatik. Aby nedocházelo k nadměrným gyroskopickým efektům, které by zpomalovaly reakce řízení, začala se postupně používat kola menších průměrů. V dnešní době jsou nejpoužívanější 17" kola. [12]

2.3 Rám jako součást podvozku

Rám společně s odpružením, zavěšením, mechanismem řízení, brzdovým systémem a koly s pneumatikami tvoří podvozek motocyklu. Úkolem rámu je nést motor a držet hlavu řízení. Do zadní části rámu bývá uchycena vidlice zadního kola. Sedačka může být umístěna přímo na rámu, ale někdy je na pomocném podsedlovém rámu, který je k rámu přišroubován. K rámu jsou připevněny další části a je hlavním pevnostním prvkem motocyklu. Zavěšení kola umožňuje jeho svislý pohyb při pružení, přenáší síly a momenty mezi kolem a rámem. Odpružení snižuje přenos kmitavých pohybů z nápravy na rám. Řízení umožňuje změnu směru jízdy nebo jeho udržování. Brzdový systém se o stará snižování rychlosti stroje a o jeho zastavení. Kola s pneumatikami pak tvoří spojovací články motocyklu s vozovkou a nesou jeho hmotnost. Přenáší síly, hnací a brzdné momenty, zároveň jsou důležitou součástí v pružící soustavě. [16]

Podvozek motocyklu zásadně ovlivňuje jeho jízdní vlastnosti. Rám by měl zajistit vhodnou jízdní pozici jezdce a tím i správné rozložení hmotnosti. Po uvedení motocyklu do pohybu musí podvozek zajistit dostatečnou stabilitu tak, aby držel stroj ve svislé poloze

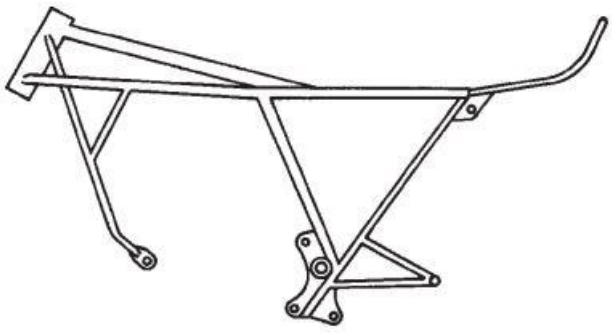
s minimálními zásahy jezdce. Toto je zásadní, jelikož člověk reaguje pomalu na destabilizující vlivy působící na motocykl. Velmi důležitá je i rychlost, jakou podvozek reaguje na otáčení řídítek při zatáčení. [16]

2.4 Dělení rámů

Existují různé způsoby, jak se postavit k samotnému dělení rámů z hlediska jejich konstrukce, použitých materiálů nebo technologie výroby. V následujících kapitolách jsou vypsané hlavní typy rámů. Tyto skupiny se mohou částečně překrývat. Zároveň existují specifické rámy, které nelze zařadit do žádné z těchto základních skupin.

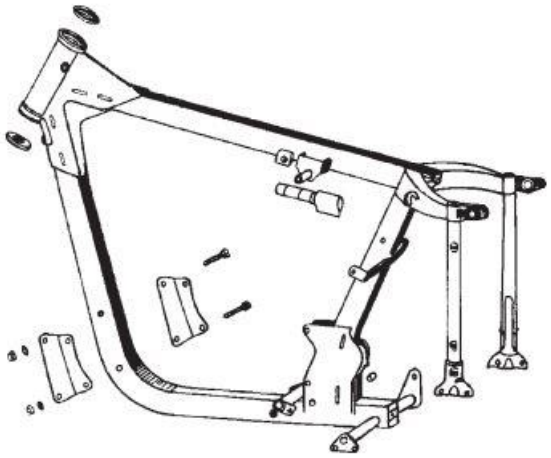
2.4.1 Trubkové rámy

Tyto rámy se skládají z několika kusů rovných nebo tvarovaných trubek s různými průřezy. Dalšími součástmi těchto rámů jsou plechové výztuhy nebo závěsy. Jednotlivé části jsou svařeny elektrickým obloukem nebo plamenem. Po svaření se někdy zvláště namáhané rámy žíhají pro odstranění vnitřního pnutí. Správně zkonstruované trubkové rámy mají vysokou pevnost, dostatečnou tuhost a jsou lehké. Poskytují možnost kusové, malosériové i velkosériové výroby bez potřeby velmi nákladného výrobního zařízení. Z konstrukčního hlediska lze trubkové rámy dále dělit na uzavřené a otevřené. U otevřených rámů (Obrázek 11) pohonná jednotka nahrazuje část rámu. Dále tyto rámy dělíme na jednoduché, rozdvojené a dvojité. Pevnostně namáhaná místa bývají zesilována pomocí navařených rovných nebo tvarových výztuh ze stejného nebo podobného materiálu, z jakého jsou vyrobeny trubky rámu. Tyto výztuhy se nejvíce používají v okolo spojení trubek, nejmohutnějších výztuh bývá použitu u spojení trubek s hlavou rámu. Výztuhy nezpevňují jen svařovaný spoj, ale i začátky trubek v nejvíce namáhaném místě. Aby nedošlo v žádném místě trubek ke koncentraci namáhání, musí být výztuhy vhodně tvarovány. Alternativním způsobem zesílení namáhaných konců trubek je nalisování výztužných trubek. Tyto trubky lze nalisovat buď dovnitř do rámové trubky, nebo na její povrch. Aby nedocházelo ke koncentraci napětí, jsou výztužné trubky zakončeny šikmým dlouhým řezem. [16]



Obrázek 11 - Otevřený trubkový rám [17]

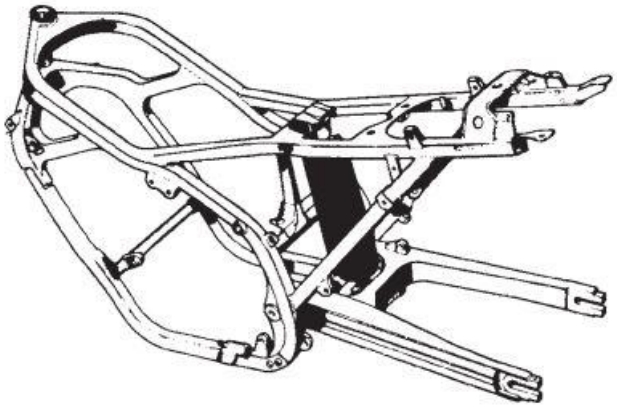
U klasického jednoduchého uzavřeného rámu je základem přední části hlava rámu z trubky většího průměru. Ke hlavě rámu je přivařena trubka, jenž ji spojuje s předními držáky motoru a dále vede pod motorem k uložení zadní kyvné vidlice. Horní část rámu je tvořena trubkou, která se ohýbá dolů a spojuje se s dolní trubkou. Alternativní možností je, že je celá přední část rámu vyrobena z jedné trubky. Zadní část rámu je dvojitá, jelikož mezi trubkami prochází zadní kolo. U motocyklů starších koncepcí vedly zadní trubky k úchytům čepu zadního kola nebo k úchytům kluzáků. U motocyklů vybavených kyvnou vidlicí vedou trubky k úchytům horních ok pružících jednotek. Konstrukce bývá vyztužena dvěma šikmými trubkami, které spojují přední část rámu v oblasti za pohonnou jednotkou a horní zadní trubky v blízkosti úchytů horních ok pružících jednotek. Příkladem uzavřeného jednoduchého trubkového rámu je rám motocyklu Jawa 350 typ 559 (Obrázek 12). [16]



Obrázek 12 - Uzavřený jednoduchý trubkový rám motocyklu Jawa 350 typ 559 [17]

Nevýhodou jednoduchých trubkových rámů je malá ohybová tuhost. Uchycení zadní kyvné vidlice bývá úzké, a tedy i málo tuhé. Trubka pro uložení kyvné vidlice může být k trubce rámu připevněna za použití plechových nebo trubkových výztuh, to však neodstraní problém s torzní deformací samotné rámové trubky. [16]

U dvojitého uzavřeného trubkového rámu jsou k hlavě rámu přivařeny čtyři hlavní rámové trubky, tím je dosaženo tužšího spojení. Dvě z těchto trubek jsou vedle sebe v horní části rámu a zbylé dvě jsou vedle sebe ve spodní části rámu. Vyšší prostorové tuhosti je dosaženo dostatečnou vzdáleností mezi hlavními rámovými trubkami. Mezi výhody dvojitého rámu patří širší (tužší) uložení zadní kyvné vidlice, upevnění motoru, stojánku, stupaček a zadních šikmých rámových trubek. Jejich nevýhodou je ve srovnání s jednoduchými trubkovými rámy vyšší cena, obtížnější svařování tenčích trubek a těžko přístupných míst v oblasti hlavy rámu. Příkladem uzavřeného dvojitého trubkového rámu může být rám motocyklu Suzuki VF 750 F (Obrázek 13). [16]



Obrázek 13 - Uzavřený dvojitý trubkový rám motocyklu Suzuki VF 750 F [17]

Dalším typem uzavřených trubkových rámů jsou rámy rozdvojené. Ty to rámy jsou dvojité jen v některých svých částech. Rozdvojení rámu často začíná pod pohonnou jednotkou a končí pod sedlem. Časté je i řešení s dvojitou celou přední spodní částí a jednoduchou trubkou pouze v místě pod nádrží. Vždy jsou dvojité v místě uložení zadní kyvné vidlice. [16]

Otevřené trubkové rámy mohou být jednoduché, dvojité nebo rozdvojené. Stejně jako tomu je u rámů uzavřených. Otevřené rámy se vyznačují přerušením spodních nosných trubek a možností jednoduché montáže motoru do rámu. Tyto rámy využívají tuhosti odlitků skříně motoru (někdy i celého motoru) jako nosného prvku rámu. Výhodou otevřených rámů může být nižší hmotnost, někdy i nižší cena. Při špatném řešení je riziko nižší tuhosti. [16]

2.4.2 Páteřové rámy

Páteřové rámy jsou modifikací otevřených trubkových rámů. V ideálním případě by měla být páteřová trubka rovná a spojovat hlavu rámu přímo s uložením zadní kyvné vidlice. To je v praxi jen těžko realizovatelné. Řešením tohoto problému je použití ohnuté páteřové trubky. U motorů méně náročných na výšku zástavbového prostoru je možné se přímou páteřovou trubkou přiblížit uložení zadní kyvné vidlice a mezeru překlenout přivařením další části rámu. Pokud je z nějakého důvodu potřeba, aby přímá páteřová trubka byla ve vyšší výšce, pak je možné ji s uložením zadní kyvné vidlice a pohonnou jednotkou spojit pomocí konstrukce z menších trubek. Výhody páteřových rámů jsou jednoduchost a nízké výrobní náklady. Příkladem páteřového rámu je rám motocyklu Simson S51 (Obrázek 14). [12] [16]

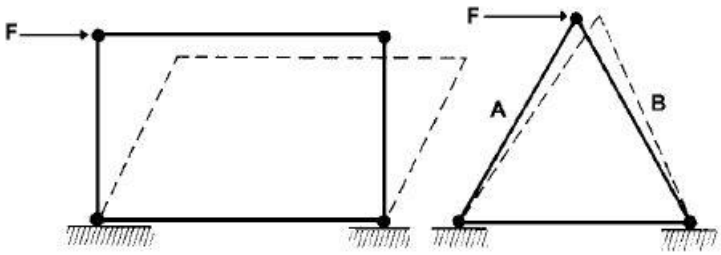
Obrázek 14 - Páteřový rám motocyklu Simson S51 [18]

Páteřové rámy nemusí mít páteř jen v podobě klasické trubky. Páteř může být například svařena z plechových výlisků. Zajímavou variací páteřového rámu může být i svařenec z hliníkové slitiny, který může zároveň sloužit jako palivová nádrž. [12] [16]

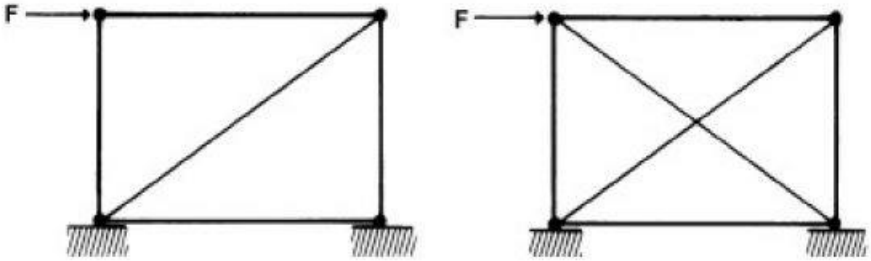
2.4.3 Příhradové (mřížové) rámy

Tyto rámy využívají příhradovou konstrukci, vhodným uspořádáním jednotlivých prvků lze dosáhnout vyšší tuhosti konstrukce. Pro znázornění poslouží obrázek (Obrázek 15). Zde je vidět, že obdélníkový rám se může deformací měnit na kosodélník. Úplnému zhroucení konstrukce brání pouze odolnost trubek proti ohybu v rozích konstrukce. Trojúhelníková konstrukce se může deformovat jen změnou délek svých prvků (jednoho nebo více prvků). Prvky takové konstrukce jsou namáhány jen na tah nebo tlak. Pokud by v rozích konstrukcí byly rotační vazby, z obdélníkové konstrukce by se stal mechanismus. Trojúhelníková konstrukce by se dále mohla deformovat jen změnou délek svých prvků. Obdélníkovou konstrukci lze vyztužit přidáním jedné nebo dvou vzpěr (Obrázek 16). Při uvažování možnosti obrácení zatížení bude jedna vzpěra v jednom případě namáhána na tah a ve druhém na tlak. Přidání dvou vzpěr zajistí, že v obou případech zatížení bude jedna ze vzpěr namáhána na tah. Namáhání na tah je výhodnější, protože nehrozí namáhání na vzpěr. Pokud je prvek namáhaný na vzpěr je vhodné použít kruhovou trubku většího průměru se slabší stěnou. Pokud není možné obdélníkovou konstrukci vyztužit

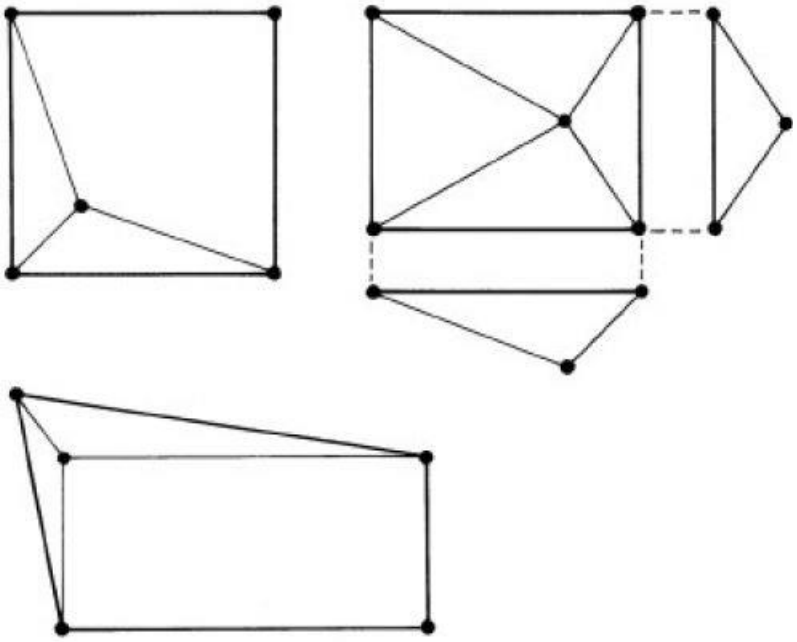
přímou vzpěrou úhlopříčně, je možné použít některé z vyztužení na obrázku (Obrázek 17). [12]



Obrázek 15 - Znázornění rozdílné tuhosti obdélníkové a trojúhelníkové konstrukce [12]



Obrázek 16 - Vzpěry obdélníkové konstrukce [12]

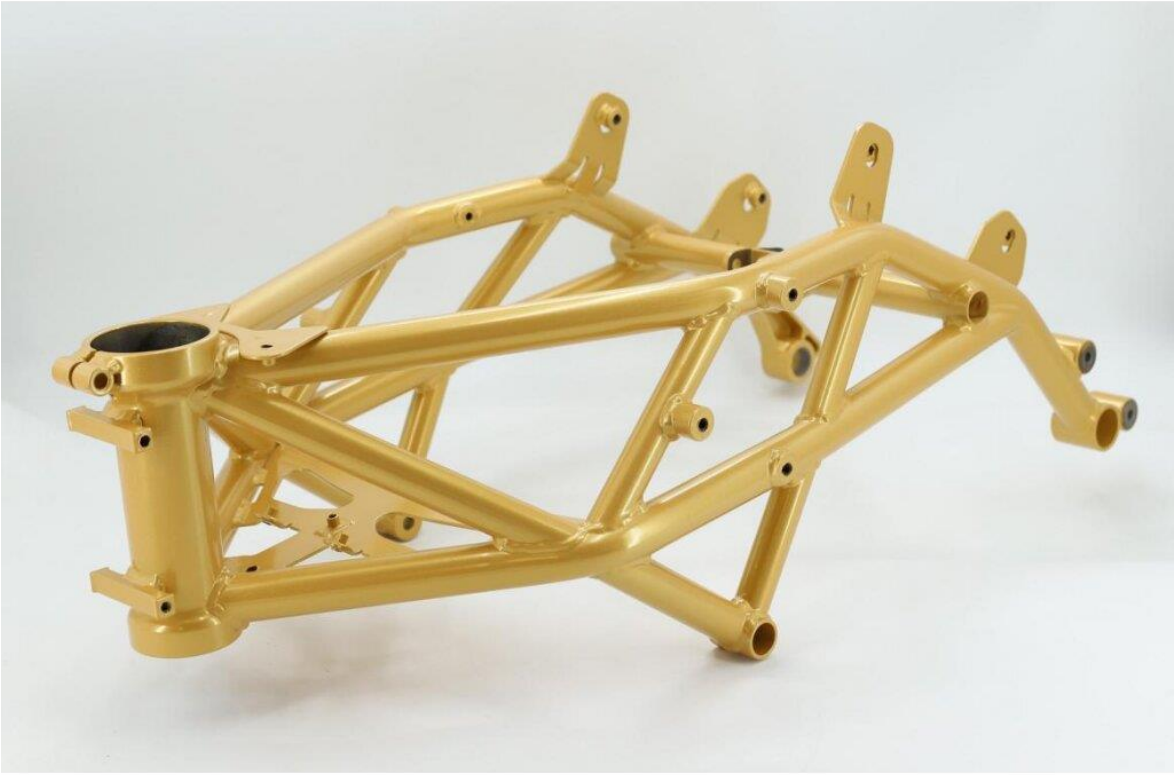


Obrázek 17 – Další možnosti vyztužení obdélníkové konstrukce [12]

Pokud by v konstrukci rámu motocykly byly styčníky tvořeny sférickou vazbou, nedocházelo by u jednotlivých prvků (prutů) k ohybovému a torznímu namáhání, všechny by byly namáhány jen na tah a tlak (případně vzpěr). V praxi jsou však obvykle jednotlivé trubky rámu k sobě přivařeny. Tudíž je málo kdy možné, aby docházelo k namáhání jednotlivých trubek pouze na tah nebo tlak. Samotná tloušťka trubek způsobuje odklon od ideálního trojúhelníkového tvaru což následně umožní vznik ohybového namáhání. Samotný proces svařování způsobuje zbytková vnitřní napětí v rámu. [12]

Některé rámy se skládají ze šroubovaných trojúhelníkových konstrukcí, které připomínají rotační vazbu. Výhodou takového rámu je snazší oprava. V důsledku opotřebení, koroze nebo výrobních vůlí se mohou v takových spojích objevit pohyby při zatížení. Tím se sníží tuhost rámu. Další nevýhodou může být, že takový šroubový spoj má větší hmotnost, než spoj realizovaný pomocí svaru. [12]

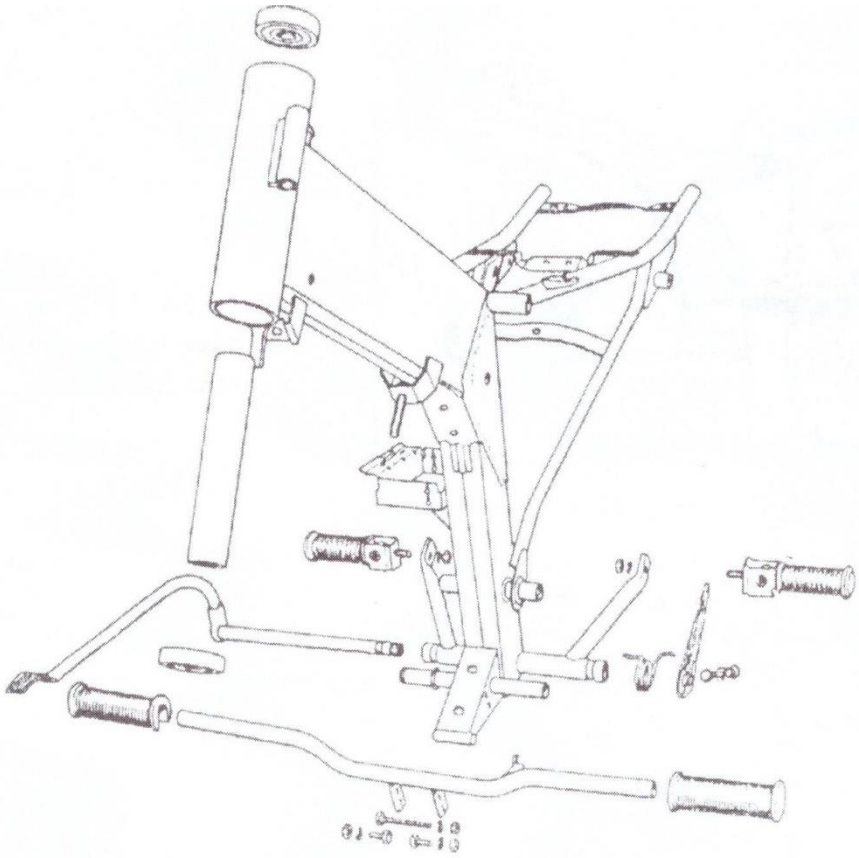
K vyztužení těchto rámů se používají styčníkové plechy. Svařovací švy by měly ležet co nejblíže neutrální oblasti trubky. Příhradové rámy s velkým množstvím svarů nemusí být rentabilní při výrobě velkých sérií. Jejich výhodou je při správné konstrukci výborný poměr tuhosti a hmotnosti. Další výhodou může být i vzhled takového rámu. Příhradové rámy se často používají u sportovních a závodních motocyklů. Příkladem příhradového rámu může být rám motocyklu Krämer GP2-890RR (Obrázek 18). [12] [16]



Obrázek 18 – Příhradový rám motocyklu Krämer GP2-890RR [19]

2.4.4 Lisované rámy

Lisované rámy se ujaly spíše u lehčích motocyklů, které jsou vyráběny ve velkých sériích. Jejich výhodou je možnost volby libovolného profilu svařeného z plechových výlisků. Tvar takového profilu lze dobře přizpůsobit průběhu namáhání. Nevýhodou lisovaných rámů je potřeba drahých nástrojů na výrobu výlisků, proto se nehodí pro motocykly vyráběné v malých sériích. Lisované rámy jsou většinou různými variantami páteřových rámů. Základem takového rámu je uzavřený tvarovaný profil, který je vpředu zakončen hlavou rámu. Součástí hlavního nosného profilu je silný výběžek, který slouží k uchycení pohonné jednotky, stupaček a uložení zadní kyvné vidlice. K upevnění sedla, zadního blatníku a horních ok tlumících jednotek je rám vzadu vybaven dvěma menšími lisovanými nosníky nebo přivařenými či jinak připevněnými trubkami. Trubky mohou být použity i pro upevnění přední části pohonné jednotky. Lisovaným páteřovým rámem je vybaven například motocykl MZ ETZ 150 (Obrázek 19). [12]



Obrázek 19 - Lisovaný páteřový rám motocyklu MZ ETZ 150 [12]

Speciálním druhem lisovaného rámu je rám tvořený dvěma rovnoběžnými profily, které se spojují u hlavy rámu. Tyto nosníky prochází obvykle těsně nad pohonnou jednotkou a svým tvarem mohou přispět k chlazení válce (válců). Oproti běžným lisovaným rámům mají tyto rámy tužší uložení čepu kyvné vidlice a motoru. Jejich nevýhodou je složitější konstrukce a často vyšší hmotnost. [12]

2.4.5 Lité rámy

Pro výrobu litých rámů se používají jakostní slitiny lehkých kovů. Výhodou těchto rámů je možnost volby požadovaných tvarů i průřezů nosníků. Nevýhodou je výrobní náročnost

Obrázek 20 - Litý rám motocyklu Aprilia RS 125 [20]

odlitků, nesnadné spojování (svařování slitin hliníku je obtížnější) odlévaných a kovaných dílů. V neposlední řadě je nevýhodou jejich vyšší cena. Problematické jsou i opravy těchto rámů. Hliník, a především jeho vysokolegované pevnostní slitiny, mají malou elastičnost a pnutím, které vzniká při rovnání rámu, může materiál prasknout. V dnešní době se lité rámy často používají u sportovních a závodních motocyklů. Aprilia RS 125 je příkladem motocyklu vybaveného litým rámem (Obrázek 20). [12]

2.4.6 Obvodové rámy

Pro rámy tohoto typu se také používají názvy deltabox a twin-spar. Obvodové rámy jsou v dnešní době velice rozšířeným řešením u silničních sportovních a závodních motocyklů. Těmito rámy jsou vybaveny i některé trialové a jiné terénní motocykly. Základním znakem jsou dva nosníky, které se táhnou od hlavy řízení po stranách až k uložení čepu zadní kyvné vidlice. Tyto nosníky bývají ve formě odlitků, dílů vyrobených z plechu nebo extrudovaných trubek, které často mají vnitřní žebrování. Ve všech případech jsou ale pro oblasti hlavy řízení a uložení čepu kyvné vidlice používány odlitky, které jsou přivařeny ke zmíněným nosníkům. Obvodové rámy jsou obvykle doplněny pomocným podsedlovým rámem z ocelových trubek, který je k samotnému rámu připevněn pomocí šroubových spojů. Obvodovým rámem je osazen například motocykl Yamaha YZF-R1(Obrázek 21). [12] [21] [22]

Obrázek 21 - Obvodový rám motocyklu Yamaha YZF-R1 [23]

Díky absenci spodních trubek uvolňují tyto rámy dostatek místa pro výfukový a chladicí systém, zároveň jsou svým tvarem vhodné pro zástavbu moderních velkoobjemových motorů. Další výhodou je snazší přístup při práci na pohonné jednotce nebo její demontáži. Toto se může hodit zejména při používání stroje na závodech, kdy je potřeba servisní úkony obvykle stihnout v krátkém čase. Obvodové rámy nedisponují příliš dobrým poměrem tuhosti a hmotnosti. [12]

2.4.7 Kombinované rámy

Tyto rámy kombinují prvky různých druhů rámů. Může se jedna o propojení trubkových a lisovaných rámů. Součástí kombinovaných rámů je často odlitek nebo výkovek. Kombinovaný rám může být například složen z odlitku z lehkých slitin tvořícího hlavu řízení a celou spodní a přední část rámu i s uchycením motoru a z horní a zadní části rámu

z trubek. Dalším příkladem je kombinace přední části v podobě rámu z trubek z chrommolybdenové oceli a odlitků z hliníkové slitiny v oblasti uložení čepu zadní kyvné vidlice, takovým rámem je vybaven motocykl MV Agusta Brutale 1078RR (Obrázek 22).

Obrázek 22 - Motocykl MV Agusta Brutale 1078RR s kombinovaným rámem [25]

[16] [24]

2.4.8 Konstrukce využívající jako hlavní nosný prvek pohonnou jednotku

Jedná se o potenciálně nejefektivnější způsob konstrukce motocyklu s velkou pohonnou jednotkou. Principem je využití tuhosti motoru a převodové skříně. Uložení čepu zadní kyvné vidlice bývá součástí odlitku převodové skříně. U takovýchto konstrukcí stačí pomocný rám spojující pohonnou jednotku a hlavu řízení a druhý pomocný podsedlový rám. Tyto pomocné rámy mohou být různé konstrukce a z různých materiálů. Příkladem motocyklu, jehož konstrukce využívá jako hlavní nosný prvek pohonnou jednotku, je Ducati Panigale V4 (Obrázek 23). [12]

Obrázek 23 - Ducati Panigale V4 s konstrukcí využívající pohonnou jednotku jako hlavní nosný prvek [26]

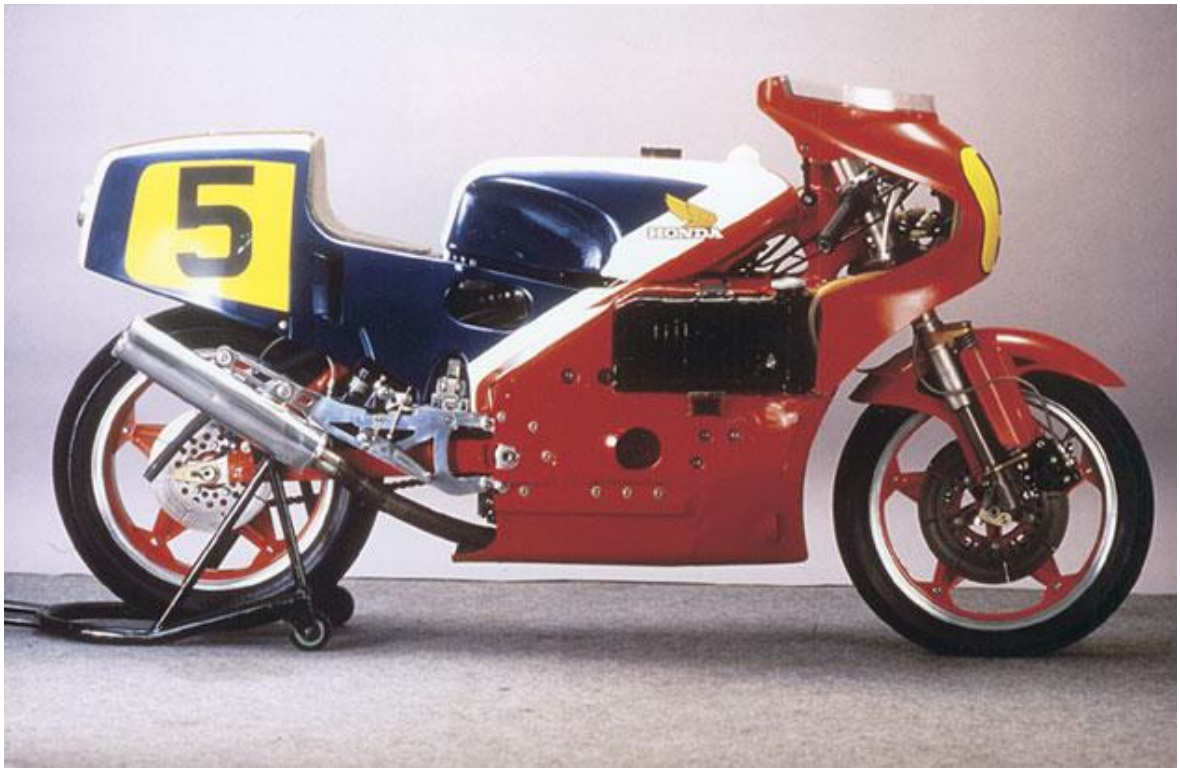
2.4.9 Samonosné karoserie

Na rozdíl od automobilů se u jednostopých motorových vozidel samonosné karoserie příliš neujaly a jsou použity většinou u skútrů. Výlisky z ocelových plechů jsou svařeny do prostorového celku, k němu jsou přivařeny výztuhy pro uložení motoru, přední i zadní vidlice a dalších dílů. Tvary a tloušťky plechů je potřeba volit podle namáhání v jednotlivých místech, případně lze přidávat další výztuhy. Problémem je, že při abnormálním namáhání se v některých částech mohou brzy vyskytnout praskliny místo větších deformací, které by nastaly u trubkových rámů. [16]

Samonosná nástavba skútru zastává i funkci stupaček včetně chráničů proti odstřikující vodě a nečistotám. Má v přední horní části výztuhy pro uložení sloupku řízení, ve spodní střední části je obvykle vyztužena trubkou. Z pevnostního hlediska vychází výhodněji zadní část karoserie, která plní funkci blatníku, schránek, někdy i nádrže a nosné kostry sedla. [16]

Mezi samonosné karoserie bývají někdy řazeny i silniční závodní motocykly s páteřovou nosnou částí vozidla tvořenou palivovou nádrží s kostrou sedla a prostorovým úchytem zadní kyvné vidlice a motoru. Výhodou této koncepce je snížení hmotnosti stroje. Konstrukční potíže působí zabudování hlavy řízení do palivové nádrže a řešení nejvíce namáhaného profilu ve střední části karoserie. [16]

Samonosné jsou i karoserie typu monocoque. Původně byl termín monocoque vytvořen pro označení letadel, která využívala hliníkový plech jako nosnou část i jako vnější hladký tvar. Velká část motocyklů, které jsou označovány jako monocoque by se měla řadit spíše mezi stroje s páteřovým rámem. Příkladem motocyklu, který je vybaven opravdovým hliníkovým monocoquem je závodní Honda NR500 (Obrázek 24). Část kapotáže tohoto motocyklu je jeho nosnou součástí. Nevýhodou Hondy NR500 byla rozsáhlá demontáž,



Obrázek 24 - Honda NR500 s opravdovým monocoquem [28]

která byla nutná i pro mnoho běžných servisních úkonů. [12] [27]

2.4.10 Rámy z uhlíkových vláken

Výhodou těchto kompozitních materiálů je možnost navržení konstrukce s rozdílnými mechanickými vlastnostmi v různých místech a v různých směrech. Konstrukce z uhlíkových vláken disponují skvělým poměrem tuhosti k hmotnosti i pevnosti k hmotnosti. Dále disponují výbornými únavovými vlastnostmi. Další výhodou může být i vzhled takového rámu. U kompozitních konstrukcí z uhlíkových vláken nehrozí plastické deformace, ale pokud dojde k překročení meze pevnosti, pak dojde k náhlému selhání konstrukce. Práce s uhlíkovými vlákny vyžaduje specializované nástroje a vysokou úroveň dovedností. Další nevýhodou je vysoká cena takovéto konstrukce. [29] [30]

I přes výše uvedené výhody jsou dnes motocykly vybavené rámem z uhlíkových vláken raritou. Jedná se o řešení vhodné pro závodní stroje. V mistrovství světa silničních motocyklů MotoGP v současné době testují na svých závodních speciálech rámy

z uhlíkových vláken značky Aprilia a KTM. Rámem z uhlíkových vláken disponuje například motocykl BMW HP4 RACE (Obrázek 25). [31] [32]

Obrázek 25 - Rám z uhlíkových vláken motocyklu BMW HP4 RACE [32]

2.5 Vybrané motocykly kategorie Mini GP a jejich rámy

2.5.1 Ohvale GP-2

Tento stroj je vybaven hlavním příhradovým rámem z ocelových trubek kruhového průřezu a samostatným pomocným podsedlovým rámem. Rám disponuje více možnostmi uchycení držáků stupaček, tímto je zajištěna možnost nastavení pozice stupaček. Motocykl Ohvale GP-2 (Obrázek 1) je vybaven vzadu klasickou dvouramennou kyvnou vidlicí z hliníkové slitiny s plně nastavitelnou centrální pružící jednotkou, vpředu „upside-down“ (v horní části vidlice jsou trubky s větším průměrem) plně nastavitelnou teleskopickou vidlicí a 12” koly. Sekundární převod je realizován jako řetězový. Motocykl je nabízen s pohonnými jednotkami ZS 160 a Daytona 190. [2] [33] [34]

2.5.2 Ohvale GP-0

Stejně jako Ohvale GP-2 je i tento model vybaven hlavním příhradovým rámem z ocelových trubek kruhového průřezu a samostatným podsedlovým rámem. Hlavní rám má i zde více možností pro uchycení držáků stupaček. Motocykl Ohvale GP-0 (Obrázek 26) má vzadu klasickou dvouramennou kyvnou vidlici z hliníkové slitiny s plně nastavitelnou

centrální pružicí jednotkou. Vpředu je teleskopická „upside-down“ vidlice s nastavitelným předpětím pružin. Sekundární převod je řetězový. Motocykl je osazen 10” koly a je nabízen s pohonnými jednotkami ZS 160, ZS 110 nebo ZS 110 s automatickou převodovkou. [2] [35] [36] [37]

Obrázek 26 - Ohvale GP-0 [2]

2.5.3 PBS Rivale GP

Tento motocykl má rám kombinující příhradovou konstrukci z ocelových trubek kruhového průřezu a frézované hliníkové díly v oblasti uložení zadní kyvné vidlice, uchycení držáků stupaček a uchycení motoru. Pozice osy kyvné vidlice v rámu je výškově nastavitelná. Nastavení pozice stupačky není přímo prvkem rámu, ale provádí se pomocí různých pozic uchycení stupačky k držáku stupačky. Tento rám je doplněn samostatným podsedlovým rámem z ocelových trubek kruhového průřezu s nastavitelnou pozicí. Rám je shodný s rámem motocyklu PBS Rivale PIT. Motocykl PBS Rivale GP (Obrázek 27) je vybaven klasickou dvouramennou kyvnou vidlicí z hliníkového profilu a centrální pružící jednotkou, která je plně nastavitelná, a to včetně své délky. Kyvná vidlice tohoto stroje umožňuje přímé spojení s pružicí jednotkou, ale i spojení přes přepákování. Přední vidlice je teleskopická „upside-down“ plně nastavitelná, a to včetně délky. Motocykl je osazen 12” koly a je nabízen s pohonnou jednotkou YX 160. [38]

Obrázek 27 - PBS Rivale GP [38]

2.5.4 GRC GP12R

GRC GP12R (Obrázek 28) má hlavní příhradový rám z ocelových trubek kruhového průřezu, který je doplněn samostatným pomocným podsedlovým rámem. Specialitou rámu tohoto stroje je možnost nastavení geometrie motocyklu pomocí stavitelného uchycení zadní centrální pružící jednotky v rámu. Tato plně nastavitelná pružící jednotka spolupracuje se zadní kyvnou hliníkovou vidlicí, která je převážně svařena z plechových dílů. Vpředu je plně nastavitelná teleskopická „upside-down“ vidlice. Nastavení pozice stupačky je realizováno pomocí mezikusu mezi rámem a držákem stupačky, držák stupačky lze přišroubovat k tomuto mezikusu v různých pozicích. Motocykl je vybaven 12” koly a je nabízen s pohonnými jednotkami YX 160 a Daytona 190. [39] [40]

Obrázek 28 - GRC GP12R [39]

2.5.5 GRC GP10R

Motocykl GRC GP10R (Obrázek 29) je stejně jako GRC GP12R vybaven hlavním příhradovým rámem z ocelových trubek kruhového průřezu a samostatným pomocným podsedlovým rámem. I na tomto motocyklu se nachází speciální možnost nastavení uchycení zadní centrální pružící jednotky v rámu. Zadní kyvná vidlice je zde také svařena z hliníkových dílů. Přední teleskopická „upside-down“ vidlice i zadní centrální pružící jednotka jsou plně nastavitelné. Motocykl je vybaven 10” koly a je nabízen s motory se zdvihovým objemem 110 cm^3, 160 cm^3 a 190 cm^3. [41]

Obrázek 29 - GRC GP10R [41]

2.5.6 Bucci Moto BR12-GP

Tento motocykl má hlavní příhradový rám z ocelových trubek kruhového průřezu s možností nastavení pozice osy zadní kyvné vidlice a samostatný pomocný podsedlový rám. Za účelem nastavení pozice stupaček rám disponuje více možnými připevněními držáků stupaček. Zadní dvouramenná vidlice je svařena z hliníkového odlitku a dalších hliníkových dílů. Přední teleskopická „upside-down“ vidlice i zadní centrální pružící jednotka jsou plně nastavitelné. Centrální pružící jednotka umožňuje i nastavení délky. Motocykl Bucci Moto BR12-GP (Obrázek 30) je osazen 12” koly. V nabídce pohonných jednotek jsou YX, ZS a Tokawa se zdvihovými objemy 110 cm^3, 140 cm^3, 150 cm^3a 160 cm^3, dále jsou na výběr pohonné jednotky Daytona Anima se zdvihovými objemy 150 cm^3, 160 cm^3 a 190 cm^3. [42]

Obrázek 30 - Bucci Moto BR12-GP [42]

2.5.7 Bucci Moto BR10-GP

Motocykl Bucci Moto BR10-GP (Obrázek 31) disponuje hlavním příhradovým rámem z ocelových trubek kruhového a oválného průřezu a samostatným pomocným podsedlovým rámem. Pozice osy zadní kyvné vidlice v rámu je nastavitelná, nastavitelná je i pozice připevnění držáků stupaček. Přední teleskopická „upside-down“ vidlice je plně nastavitelná, stejně tak je plně nastavitelná i zadní centrální pružící jednotka, ta má nastavitelnou i délku. Základ zadní dvouramenné kyvné vidlice je vyroben z hliníkového profilu. Tento stroj je vybaven 10” koly. Nabídka pohonných jednotek je stejně pestrá jako u motocyklu Bucci Moto BR12-GP, tudíž v ní najdeme jednotky YX, ZS a Tokawa se zdvihovými objemy 110 cm^3, 140 cm^3, 150 cm^3a 160 cm^3 a pohonné jednotky Daytona Anima se zdvihovými objemy 150 cm^3, 160 cm^3 a 190 cm^3. [43]

Obrázek 31 - Bucci Moto BR10-GP [43]

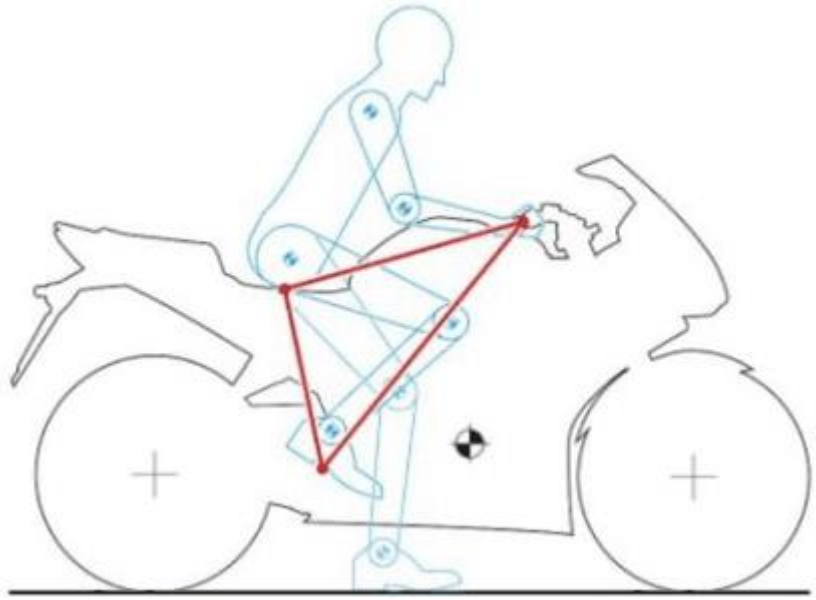
2.6 Ergonomie motocyklů kategorie Mini GP

2.6.1 Ergonomie motocyklu

Ergonomie má zásadní vliv na ovladatelnost a chování motocyklu a na pohodlí při jízdě na něm. Pro různé druhy motocyklů jsou výhodnější různá ergonomická řešení. Například pro závodní silniční motocykly je pohodlí jezdce během jízdy vedlejší. Důležité je, aby jeho jízdní vlastnosti a ovladatelnost zajistily možnost dosažení rychlých časů na okruhu. Naopak pro cestovní motocykly je důležité, aby se jezdec cítil během jízdy pohodlně, což mu umožní cestování na dlouhé vzdálenosti. Důležitá je i volba vhodného sedla, které splňuje požadavky daného motocyklu a očekávaného používání. Ergonomie má vliv i na polohu těžiště jezdce, čímž ovlivňuje i polohu společného těžiště motocyklu a jezdce. Je důležité, aby posed a nastavení ovládacích prvků umožňoval jezdci snadné ovládání stroje.

Různým jezdcům vyhovuje různé nastavení ergonomie motocyklu v závislosti na jejich postavě a osobních preferencích. Požadovaných vlastností se dá dosáhnout správným nastavením pozice brzdových pák přední a zadní brzdy, páky ovládání spojky a řadící páky. Zásadní je ergonomický trojúhelník motocyklu (Obrázek 32). Jde o vzájemnou pozici řídítek, sedla a stupaček, tedy o pozici bodů, které spojují jezdce s motocyklem. Pozice stupaček je u některých motocyklů nastavitelná. Pozice řídítek je nastavitelná v závislosti na typu použitých řídítek. Pozici sedla lze u některých motocyklů ovlivnit přímo jejím

nastavením anebo nepřímo změnou geometrických parametrů motocyklu. Výška sedla je důležitá i pro to, aby jezdec dosáhl bezpečně na zem a mohl se o ni opřít při zastavení stroje. [44]



Obrázek 32 - Ergonomický trojúhelník motocyklu [45]

2.6.2 Porovnání ergonomie vybraných motocyklů s 10" koly

V následující tabulce (Tabulka 2) budou porovnány rozměry důležité pro ergonomii motocyklu, kterými disponují vybrané motocykly kategorie Mini GP s 10" koly. Rozměry v této tabulce, které nebyly dohledány, byly naměřeny fyzicky na motocyklu nebo pomocí fotografií. Je důležité si uvědomit, že hodnoty v tabulce jsou spíše orientační, jelikož přesné hodnoty měřených parametrů vždy závisí na konkrétním nastavení motocyklu.

Parametr	Ohvale GP-0	GRC GP10R	Bucci Moto BR10-GP
Výška sedla [mm]	640	640	650
Výška řídítek [mm]	660	660	680
Šířka řídítek [mm]	740	610	-
Řídítka - sedlo [mm]	655	675	625
Sedlo - stupačky [mm]	410	410	415
Řídítka - stupačky [mm]	730	715	735

Tabulka 2 - Porovnání ergonomie vybraných motocyklů kategorie Mini GP s 10" koly [35] [41] [43]

Z tabulky (Tabulka 2) vyplývá, že porovnávané motocykly mají podobné ergonomické parametry. Tyto motocykly budou poskytovat jezdci podobné množství prostoru. Největší rozdíl, který je v tabulce vidět, je v šířce řídítek mezi motocykl Ohvale GP-0 a GRC GP10R.

2.6.3 Porovnání ergonomie vybraných motocyklů s 12" koly

V následující tabulce (Tabulka 3) budou porovnány rozměry důležité pro ergonomii motocyklu, kterými disponují vybrané motocykly kategorie Mini GP s 12" koly. Rozměry v této tabulce, které nebyly dohledány, byly naměřeny fyzicky na motocyklu nebo pomocí

fotografií. Je důležité si uvědomit, že hodnoty v tabulce jsou spíše orientační, jelikož přesné hodnoty měřených parametrů vždy závisí na konkrétním nastavení motocyklu.

Parametr	Ohvale GP-2	PBS Rivale GP	GRC GP12R	Bucci Moto BR12-GP
Výška sedla [mm]	725	750	720	715
Výška řídítek [mm]	760	775	775	735
Šířka řídítek [mm]	740	715	750	-
Řídítka - sedlo [mm]	690	675	710	680
Sedlo - stupačky [mm]	440	410	440	445
Řídítka - stupačky [mm]	765	770	800	790

Tabulka 3 - Porovnání ergonomie vybraných motocyklů kategorie Mini GP s 12” koly [33] [38]

Z tabulky (Tabulka 3) vyplývá, že z porovnávaných motocyklů poskytne nejvíce místa pro jezdce GRC GP12R, má největší ergonomický trojúhelník a široká řídítka. Nejméně prostoru poskytne jezdci PBS Rivale GP.

2.6.4 Porovnání ergonomie vybraných motocyklů kategorie Mini GP s 10” a 12” koly

Z tabulek (Tabulka 2, Tabulka 3) je patrné, že motocykly kategorie Mini GP s 12” koly mají v porovnání s motocykly téže kategorie s 10” koly výše umístěná sedla i řídítka a mají celkově větší ergonomický trojúhelník. Tyto motocykly tedy poskytují více místa pro jezdce a jsou tedy vhodnější pro jezdce s vyšší postavou. Dospělým jezdcům by měly vyhovovat spíše motocykly s 12” koly, což se potvrzuje i v praxi.

2.7 Některé geometrické parametry vybraných motocyklů kategorie Mini GP

2.7.1 Geometrické parametry vybraných motocyklů s 10” koly

V následující tabulce (Tabulka 4) budou porovnány některé geometrické parametry vybraných motocyklů kategorie Mini GP s 10” koly. Rozměry v této tabulce, které nebyly dohledány, byly naměřeny fyzicky na motocyklu nebo pomocí fotografií. Je důležité si uvědomit, že některé hodnoty v tabulce jsou spíše orientační, jelikož přesné hodnoty příslušných parametrů závisí na konkrétním nastavení motocyklu.

Parametr	Ohvale GP-0	GRC GP10R	Bucci Moto BR10-GP
Rozvor [mm]	1050	1045	1080
Úhel řízení [°]	22,5	23	21
Délka teleskopické vidlice [mm]	570	560	591
Zdvih teleskopické vidlice [mm]	-	-	80
Délka centr. pružící jednotky [mm]	-	-	270
Zdvih centr. pružící jednotky [mm]	-	-	30/50
Délka kyvné vidlice [mm]	415	400	440
Sklon kyvné vidlice [°]	12	12	15
Výška osy kyvné vidlice [mm]	280	275	315
Šířka předního ráfku ["]	2,5	2,5	2,5
Šířka zadního ráfku ["]	3	3	3
Rozměr přední pneumatiky	100/80 R10	100/85 R10	100/85 R10
Rozměr zadní pneumatiky	120/80 R10	110/80 R10	120/80 R10

Tabulka 4 - Porovnání některých geometrických parametrů vybraných motocyklů s 10" koly [35] [41] [43]

V tabulce (Tabulka 4) je vidět, že ačkoliv mají všechny porovnávané motocykly stejné rozměry ráfků obou kol, tak jsou osazeny různými kombinacemi rozměrů pneumatik.

2.7.2 Geometrické parametry vybraných motocyklů s 12" koly

V následující tabulce (Tabulka 5) bude porovnání některých geometrických parametrů vybraných motocyklů kategorie Mini GP s 12" koly. Rozměry v této tabulce, které nebyly dohledány, byly naměřeny fyzicky na motocyklu nebo pomocí fotografií. Je důležité si uvědomit, že některé hodnoty v tabulce jsou spíše orientační, jelikož přesné hodnoty příslušných parametrů závisí na konkrétním nastavení motocyklu.

Parametr	Ohvale GP-2	PBS Rivale GP	GRC GP12R	Bucci Moto BR12-GP
Rozvor [mm]	1135	1150	1140	1170
Úhel řízení [°]	24,5	22,5	23	21,5
Délka teleskopické vidlice [mm]	605	645	650	640
Zdvih teleskopické vidlice [mm]	-	-	-	100
Délka centr. pružící jednotky [mm]	-	-	-	284
Zdvih centr. pružící jednotky [mm]	-	-	-	30/50,4
Délka kyvné vidlice [mm]	440	435	440	470
Sklon kyvné vidlice [°]	12	15	17	15
Výška osy kyvné vidlice [mm]	335	355	330	325
Šířka předního ráfku ["]	2,5	2,5	2,5	2,5
Šířka zadního ráfku ["]	3	3	3	3
Rozměr přední pneumatiky	100/90 R12	100/90 R12	100/90 R12	100/90 R12
Rozměr zadní pneumatiky	120/80 R12	120/80 R12	120/80 R12	120/80 R12

Tabulka 5 - Porovnání některých geometrických parametrů vybraných motocyklů s 12" koly [33] [38] [40] [42] [46] [47]

Z tabulky (Tabulka 5) je patrné, že u vybraných motocyklů s 12" koly nejsou rozdíly v rozměrech použitých pneumatik, na rozdíl od motocyklů s 10" koly. Stejně jako u motocyklů s 10" koly jsou i zde rozměry ráfků jednotlivých strojů shodné.

2.7.1 Porovnání geometrických parametrů vybraných motocyklů kategorie Mini GP s 10" a 12" koly

Z tabulek (Tabulka 4, Tabulka 5) je patrné, že motocykly kategorie Mini GP s 12" koly mají v porovnání s motocykly téže kategorie s 10" delší rozvor, delší teleskopické i kyvné vidlice, mají výše umístěnou osu kyvné vidlice. Lze říct, že tabulky potvrzují fakt, že jsou tyto motocykly celkově větší.

3 Praktická část

3.1 Volba některých dílů a konstrukčních řešení

3.1.1 Výběr pohonné jednotky

Výběr pohonné jednotky pro navrhovaný motocykl vychází z technických řádů Rival Trophy Mini GP a MMČR Miniracing GP12 (Tabulka 6).

Výrobce pohonné jednotky	Rival Trophy Mini GP	MMČR Miniracing GP12
Yinxiang	povoleno bez další specifikace	YX 160
Zongshen	povoleno bez další specifikace	ZS 155, ZS 190
Lifan	povoleno bez další specifikace	není povoleno
Tokawa	povoleno s dvouventilovou hlavou	není povoleno
Daytona	není povoleno	Anima 190

Tabulka 6 - Povolené pohonné jednotky Rival Trophy Mini GP a MMČR Miniracing GP12

Pohonné jednotky povolené pro oba šampionáty jsou YX 160, ZS 155 a ZS 190. Pro dosažení limitů maximálního výkonu maximálního točivého momentu předepsaných v technických řádech Rival Trophy Mini GP stačí použití pohonných jednotek YX 160 a ZS 155, není potřeba použití dražší pohonné jednotky s vyšším zdvihovým objemem ZS 190. Tento poznatkem vychází z praktických zkušeností autora této práce. [48]

Motocykly kategorie Mini GP bývají často nabízeny s různými pohonnými jednotkami od různých výrobců nebo dochází k jejich výměně během používání motocyklu. [2] [39] [40] [42]

Na základě praktických zkušeností byly pro šampionát Rival Trophy Mini GP vybrány jako vhodné pohonné jednotky Yinxiang YX 160 a Zongshen ZS 155. Pro šampionát MMČR Miniracing GP12 byly vybrány jako vhodné pohonné jednotky Zongshen ZS 190 (levnější varianta) a Daytona Anima 190 (dražší varianta). Pohonné jednotky Yinxiang YX 160, Zongshen ZS 155, Zongshen ZS 190 a Daytona Anima 190 mají shodné připojovací rozměry a jejich nároky na zástavbový prostor se liší jen minimálně. Není tedy nutné z těchto pohonných jednotek vybírat pouze jednu, motocykl bude navrhován tak, aby umožňoval montáž všech těchto pohonných jednotek. [48]

3.1.2 Výběr kol a pneumatik

Na základě poznatků z teoretické části byla pro návrh motocyklu vybrána 12” kola. Technické předpisy obou zmíněných šampionátů povolují použití 10” a 12” kol. Z teoretické části práce vyplývá, že porovnávané motocykly s 12” koly poskytují více prostoru pro jezdce než motocykly s 10” koly, jsou tedy vhodnější pro jezdce vyššího vzrůstu (dospělého jezdce). Další výhody 12” kol jsou lepší vlastnosti pro překonávání nerovností a děr ve vozovce. Dále poskytují větší styčnou plochu s vozovkou.

Na základě rešerše geometrických parametrů motocyklů kategorie Mini GP a vzhledem k dostupnosti dílů byla vybrána kola a pneumatiky s následujícími rozměry. Přední kolo s průměrem 12" bude mít šířku ráfku 2,5". Zadní kolo se shodným průměrem bude mít šířku ráfku 3". Pro přední pneumatiku byly zvoleny rozměry 100/90 R12 a pro zadní pneumatiku rozměry 120/80 R12. Tato kombinace rozměrů pneumatik mimo jiné umožňuje montáž pneumatik PMT zakoupených u smluvního partnera šampionátu Rival Trophy, jejichž použití je v šampionátu Rival Trophy povinné pro účast v závodním dni. U smluvního partnera šampionátu lze zakoupit ve zmíněných rozměrech pneumatiky určené pro jízdu za sucha i za mokra. [49]

3.1.3 Volba konstrukčního provedení zavěšení předního kola

Na základě rešerše motocyklů kategorie Mini GP, dostupnosti dílů, složitosti jednotlivých konstrukčních provedení a jejich vlastností byla pro navrhovaný motocykl vybrána obrácená („upside-down") teleskopická vidlice.

Toto konstrukční řešení teleskopické vidlice se vyznačuje nosnými trubkami (trubky menšího průměru) spojenými s osou předního kola a kluzáky (trubky většího průměru) spojenými pomocí nosníků vidlice s hlavou řízení. V porovnání s teleskopickou vidlicí klasické koncepce umožňuje obrácená teleskopická vidlice dosáhnout při stejné ohybové tuhosti nižší celkové hmotnosti přední vidlice a nižší hmotnosti neodpružené hmoty přední vidlice. Ostatní konstrukční provedení zavěšení předního kola nebyla vybrána pro vyšší konstrukční složitost, špatnou dostupnost dílů nebo nevyhovující vlastnosti. [16]

V hlavě řízení budou použita kuželíková ložiska, protože dochází k radiálnímu a axiálnímu namáhání ložisek. Offset přední obrácené teleskopické vidlice bude realizován pomocí nosníků vidlice.

3.1.4 Volba konstrukčního provedení zavěšení zadního kola

Na základě rešerše motocyklů kategorie Mini GP, dostupnosti dílů, složitosti jednotlivých konstrukčních provedení a jejich vlastností byla pro navrhovaný motocykl vybrána dvouramenná kyvná vidlice s jednou centrální pružící jednotkou bez přepákování.

Přepákování by sice umožnilo vyšší progresivitu odpružení, ale taková konstrukce by byla složitější a dražší na výrobu. Napínání řetězu bude realizováno pomocí tlačných šroubů. Za účelem větší variability geometrie motocyklu, bude stroj vybaven centrální pružící jednotkou s nastavitelnou délkou. [12]

3.1.5 Volba konstrukčního řešení rámu

Na základě poznatků z teoretické části této práce bylo rozhodnuto, že pro navrhovaný motocykl bude použit příhradový (mřížový) rám z ocelových trubek se samostatným pomocným podsedlovým rámem.

Výhodou motocyklového rámu se samostatným pomocným podsedlovým rámem je, že při poškození podsedlové části rámu může být vyměněna nebo opravována pouze tato část rámu a není potřeba řešit opravu hlavní části rámu motocyklu.

3.2 Návrh geometrických parametrů motocyklu

3.2.1 Návrh základní geometrie motocyklu

Na základě poznatků z teoretické části práce a s ohledem na požadavek zástavbového prostoru pro pohonnou jednotku byl zvolen rozvor motocyklu $p = 1160\ mm$ a úhel řízení $\varepsilon = 23{,}5\ °$. Volba úhlu řízení ε vychází z doporučených hodnot pro silniční sportovní a závodní motocykly a z rešerše geometrických parametrů motocyklů kategorie Mini GP, tyto hodnoty jsou uvedené v teoretické části této práce. Volba rozvoru motocyklu p vychází především z rešerše geometrických parametrů motocyklů kategorie Mini GP v teoretické části této práce a z požadavku na zástavbový prostor pro pohonnou jednotku. Poloměr předního kola R_f a poloměr zadního kola R_r jsou dopočítány z rozměrových parametrů pneumatik (přední pneumatika 100/90 R12 a zadní pneumatika 120/80 R12) podle následujících rovnic:

$$R_f = \frac{12 \cdot 25{,}4}{2} + 100 \cdot \frac{90}{100} = 242{,}4\ mm \tag{9}$$

$$R_r = \frac{12 \cdot 25{,}4}{2} + 120 \cdot \frac{80}{100} = 248{,}4\ mm \tag{10}$$

Na základě rešerše základní geometrie motocyklu sepsané v teoretické části této práce byla zvolena hodnota poměru $R_n = 0{,}06$. Díky známým hodnotám poměru R_n a rozvoru p je možné dopočítat hodnotu stopy a podle následujícího postupu. Dosazením rovnice (5) a rovnice (6) do rovnice (7) dostaneme vztah:

$$R_n = \frac{a_n}{b_n} = \frac{a\cos\varepsilon}{(p+a)\cos\varepsilon} = \frac{a}{p+a} \tag{11}$$

Tento vztah lze upravit a vypočítat hodnotu stopy a následujícím způsobem:

$$a = \frac{R_n \cdot p}{1 - R_n} = \frac{0{,}06 \cdot 1160}{1 - 0{,}06} = 74{,}043\ \text{mm} \tag{12}$$

Pro hodnotu normálové stopy předního kola a_n pak platí:

$$a_n = a\cos\varepsilon = 74{,}043 \cdot \cos(23{,}5\ °) = 67{,}902\ \text{mm} \tag{13}$$

Pro hodnotu normálové stopy zadního kola b_n platí:

$$b_n = (p+a)\cos\varepsilon = (1160 + 74{,}043) \cdot \cos(23{,}5\ °) = 1131{,}692\ \text{mm} \tag{14}$$

Rovnici (3) lze upravit na následující tvar a pro offset přední vidlice d pak platí:

$$d = R_f \sin\varepsilon - a_n = 242{,}4 \cdot \sin(23{,}5\ °) - 67{,}902 = 28{,}755\ \text{mm} \tag{15}$$

Hodnota offsetu přední vidlice d je pro návrh konstrukce zavěšení předního kola změněna na $d = 28{,}7\ mm$. Pro skutečnou hodnotu normálové stopy předního kola a_n pak platí:

$$a_n = R_f \sin\varepsilon - d = 242{,}4 \cdot \sin(23{,}5\ °) - 28{,}7 = 67{,}957\ mm \tag{16}$$

Pro skutečnou hodnotu stopy a platí následující:

$$a = \frac{a_n}{\cos\varepsilon} = \frac{67{,}957}{\cos(23{,}5\ °)} = 74{,}103\ mm \tag{17}$$

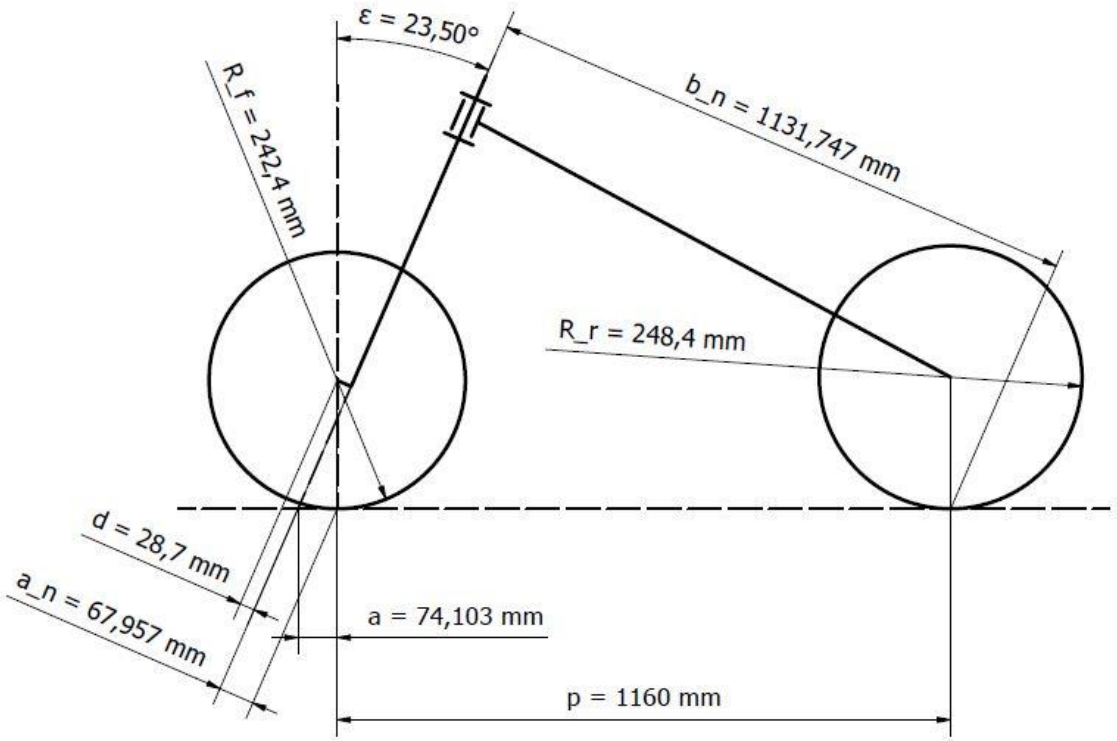
Pro skutečnou hodnotu normálové stopy zadního kola b_n platí:

$$b_n = (p + a)\cos\varepsilon = (1160 + 74{,}103) \cdot \cos(23{,}5\ °) = 1131{,}747\ \text{mm} \tag{18}$$

Pro skutečnou hodnotu poměru R_n platí:

$$R_n = \frac{a_n}{b_n} = \frac{67{,}957}{1131{,}747} = 0{,}0601 \tag{19}$$

Skutečná hodnota poměru $R_n = 0{,}0601$ se prakticky shoduje s návrhovou hodnotou, je tedy možné pro návrh konstrukce zavěšení předního kola změnit hodnotu offsetu přední vidlice na $d = 28{,}7\ mm$. Skutečné hodnoty parametrů základní geometrie motocyklu jsou vidět na obrázku (Obrázek 33).



Obrázek 33 - Návrh základní geometrie motocyklu

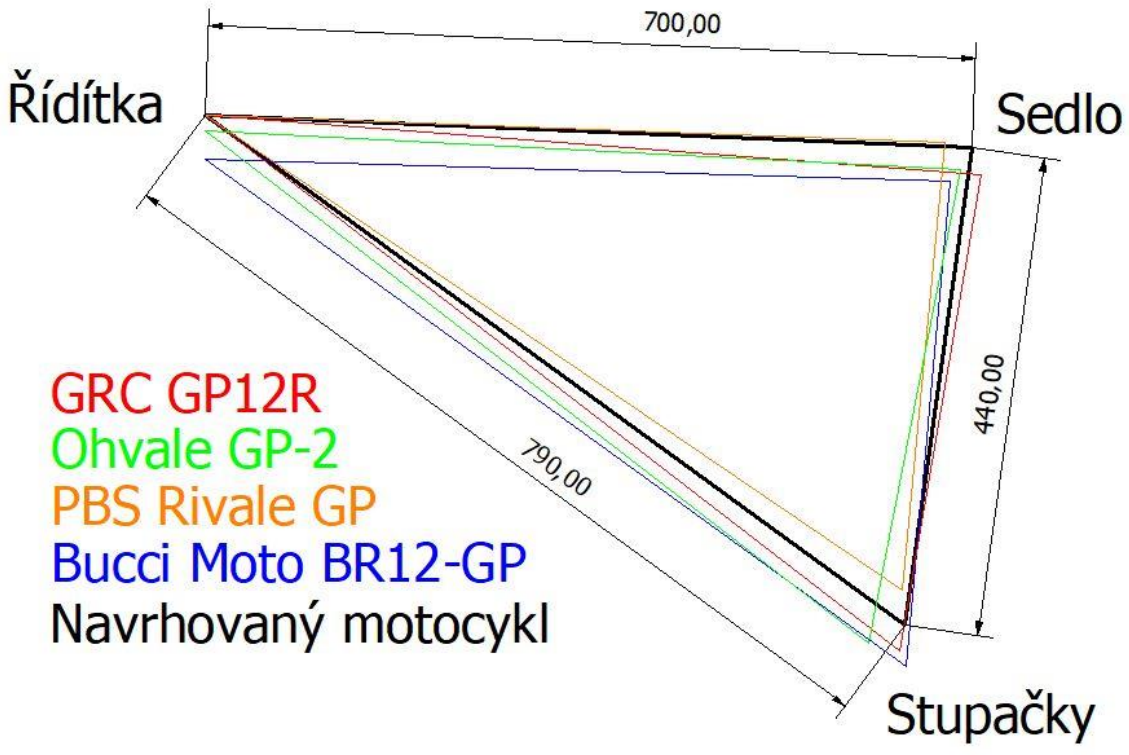
3.2.2 Návrh ergonomických parametrů motocyklu

Na základě rešerše ergonomie motocyklů kategorie Mini GP v teoretické části této práce a praktických zkušeností autora práce a lidí v jeho okolí byly zvoleny návrhové hodnoty ergonomických parametrů (Tabulka 7).

Parametr	Hodnota
Výška sedla [mm]	745
Výška řídítek [mm]	775
Šířka řídítek [mm]	740
Řídítka - sedlo [mm]	700
Sedlo - stupačky [mm]	440
Řídítka - stupačky [mm]	790

Tabulka 7 - Návrhové hodnoty ergonomických parametrů motocyklu

Řídítka byla zvolena spíše širší, pro zajištění snazší ovladatelnosti motocyklu. Výška sedla byla vybírána s ohledem na vhodnost i pro jezdce vyšší postavy. Výška řídítek byla určena pomocí rozdílu výšky sedla a výšky řídítek u porovnávaných motocyklů s 12“ koly v teoretické části této práce. Rozměry ergonomického trojúhelníku byly vybírány tak, aby motocykl poskytoval dostatek prostoru i pro jezdce vyšší postavy. Porovnání ergonomického trojúhelníku navrhovaného motocyklu a motocyklů s 12“ koly porovnávanými v teoretické části je vidět na obrázku (Obrázek 34).



Obrázek 34 - Porovnání ergonomických trojúhelníků

Zajímavým faktem je, že u navrhovaného motocyklu vycházejí stupačky výše než u tří ze čtyř porovnávaných motocyklů. Takové umístění dovoluje při stejné šířce stupaček vyšší úhel náklonu motocyklu, než dojde ke kontaktu stupačky s vozovkou.

3.2.3 Návrh délky přední teleskopické vidlice

Na navrhovaném motocyklu budou použita dělená řídítka (clip-on), která jsou připevněna k nosným trubkám přední teleskopické vidlice. Aby nemuselo být požadované výšky řídítek dosaženo pomocí speciálního uchycení řídítek kompenzující jejich výšku, je potřeba, aby vrchní část vidlice byla výše než požadovaná výška řídítek. Požadovaná výška řídítek byla určena v předchozí kapitole. Vzdálenost mezi osou předního kola a bodem na přední teleskopické vidlici v návrhové výšce řídítek je možné vypočítat podle vztahu:

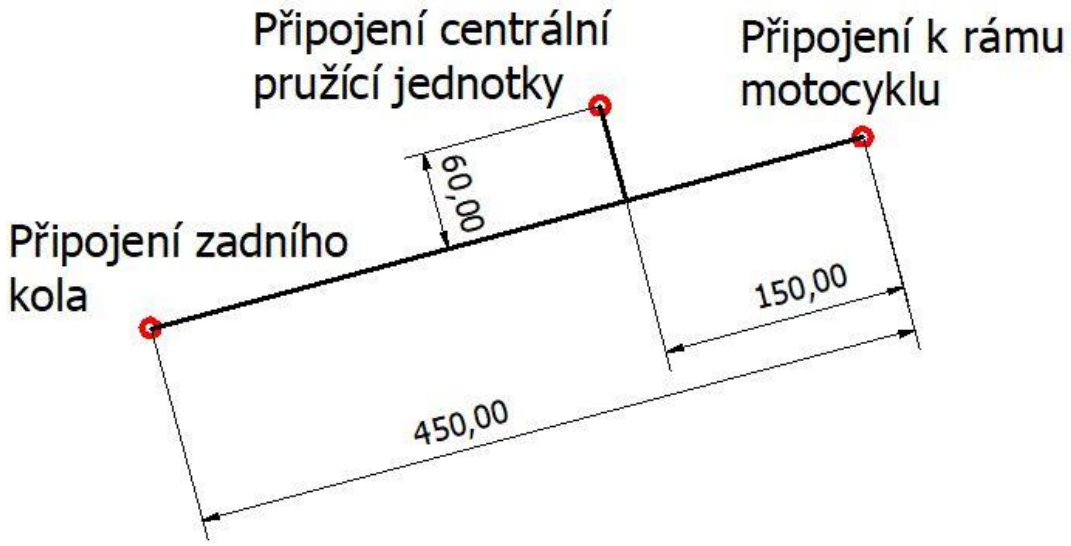
$$l_{oř} = \frac{h_{řn} - R_f}{\cos \varepsilon} = \frac{775 - 242{,}4}{\cos(23{,}5\ °)} = 580{,}77\ mm \tag{20}$$

Kde $l_{oř}$ je vzdálenost mezi osou předního kola a bodem na přední teleskopické vidlici v návrhové výšce řídítek, $h_{řn}$ je návrhová výška řídítek, R_f je poloměr předního kola a ε je úhel řízení.

Na základě předchozí výpočtu byla vybrána návrhová délka přední teleskopické vidlice $l_{ptv} = 640\ mm$. Taková délka vidlice by měla zajistit možnost dosažení návrhové výšky řídítek a umožní i nastavení geometrie motocyklu pomocí posunutí teleskopické vidlice v nosnících v obou směrech. Návrhová hodnota zdvihu přední teleskopické vidlice je $z_{ptv} = 100\ mm$.

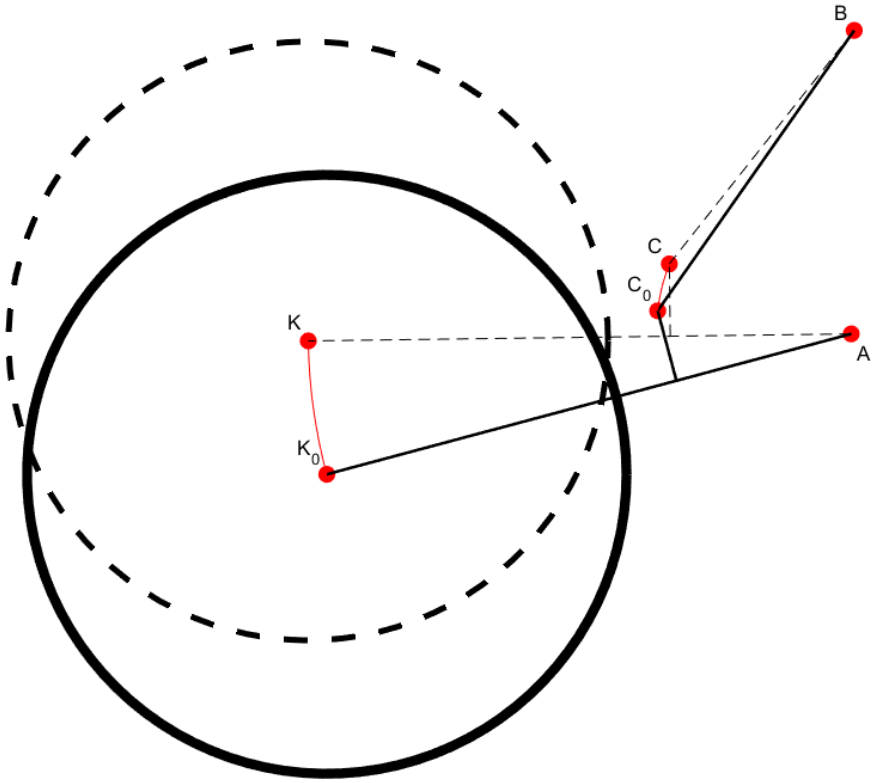
3.2.4 Návrh geometrie zavěšení zadního kola

Pro délku zadní kyvné vidlice byla zvolena hodnota $l_{zkv} = 450\ mm$ a pro návrhový sklon zadní kyvné vidlice při plném roztažení pružící jednotky byla zvolena hodnota $\varphi_{zkv} = 15\ °$. Tyto hodnoty byly zvoleny na základě délek a sklonů kyvných vidlic motocyklů kategorie Mini GP v teoretické části této práce, při volbě byl brán ohled na zástavbový prostor pro pohonnou jednotku. Umístění připojovacího bodu centrální pružící jednotky na kyvnou vidlici bylo vybráno tak, aby vzpěra kyvné vidlice umožnila nastavení polohy osy zadního kola i směrem vpřed. Zároveň byla snaha o umístění tohoto připojovacího bodu ve větší vzdálenosti od bodu připojení kyvné vidlice k rámu, aby nebyla nutnost použití pružiny s příliš velkou tuhostí. Návrh geometrie zadní kyvné vidlice je vidět na obrázku (Obrázek 35).

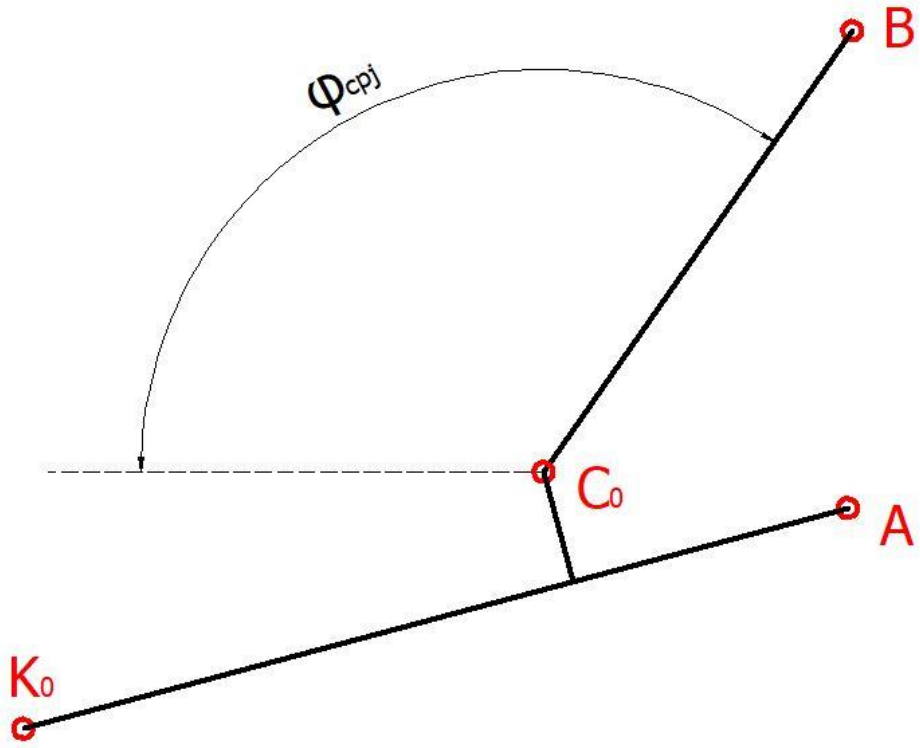


Obrázek 35 - Návrh geometrie zadní kyvné vidlice

Geometrie zavěšení zadního kola je dána body A, B, C, K (Obrázek 36). Bod A je v místě připojení kyvné vidlice k rámu motocyklu (rotační vazba). Bod B je v místě připojení centrální pružící jednotky k rámu (rotační vazba). Bod C je v místě připojení centrální pružící jednotky ke kyvné vidlici (rotační vazba). Na obrázku (Obrázek 36) je plnou čarou znázorněna výchozí poloha mechanismu (při plném roztažení centrální pružící jednotky). Vzhledem k výše navrženým hodnotám je v této výchozí pozici známa poloha bodů A, C a K. Poloha bodu B je pak určena návrhovou délkou centrální pružící jednotky l_{cpj} a jejím návrhovým sklonem φ_{cpj} (Obrázek 37). Poloha bodu B má zásadní vliv na odpružení zadního kola. Návrhová délka centrální pružící jednotky byla stanovena na $l_{cpj} = 284\ mm$, stejně jako tomu je u motocyklu Bucci Moto BR12-GP. [42]



Obrázek 36 - Geometrie zavěšení zadního kola



Obrázek 37 - Definice návrhového sklonu centrální pružící jednotky

Tuhost pružiny k_p je definována vztahem:

$$k_p = \frac{F_p}{\Delta l_p} \tag{21}$$

Kde F_p je síla působící na pružinu a Δl_p je stlačení pružiny (rozdíl délek pružiny). Síla působící na pružinu F_p je dána vztahem:

$$F_p = \frac{F_{ky} \cdot R(\Delta y_k)}{L(\Delta y_k)} \tag{22}$$

Kde F_{ky} je síla působící na zadní kolo ve svislém směru, R je rameno síly F_{ky} vůči bodu A a L je rameno síly F_p vůči bodu A Δy_k je propružení zadního kola. Dále pro Δl_p platí:

$$\Delta l_p = \frac{\Delta y_k \cdot L(\Delta y_k)}{R(\Delta y_k)} \tag{23}$$

Z předcházejících vztahů lze dostat:

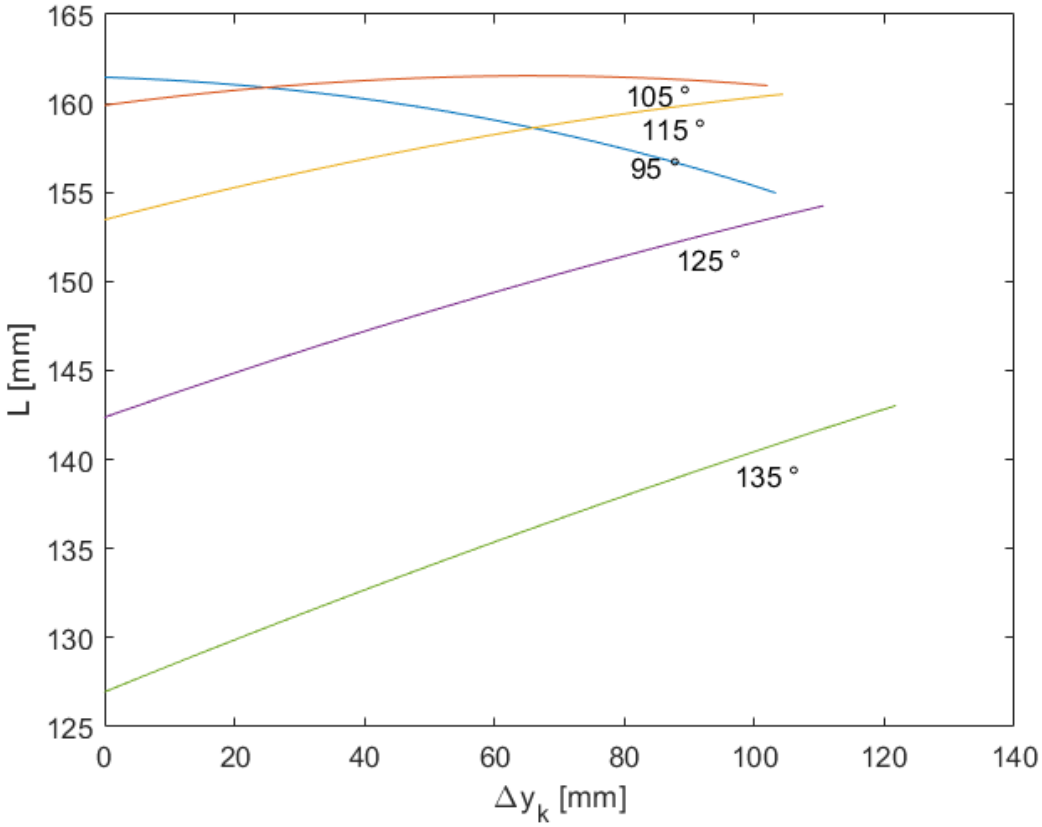
$$k_p = \frac{\frac{F_{ky} \cdot R(\Delta y_k)}{L(\Delta y_k)}}{\frac{\Delta y_k \cdot L(\Delta y_k)}{R(\Delta y_k)}} = \frac{F_{ky}}{\Delta y_k} \cdot \left(\frac{R(\Delta y_k)}{L(\Delta y_k)}\right)^2 \tag{24}$$

Pro efektivní tuhost pružiny k_{pef} platí:

$$k_{pef} = \frac{F_k}{\Delta y_k} = k_p \cdot \left(\frac{L(\Delta y_k)}{R(\Delta y_k)}\right)^2 \tag{25}$$

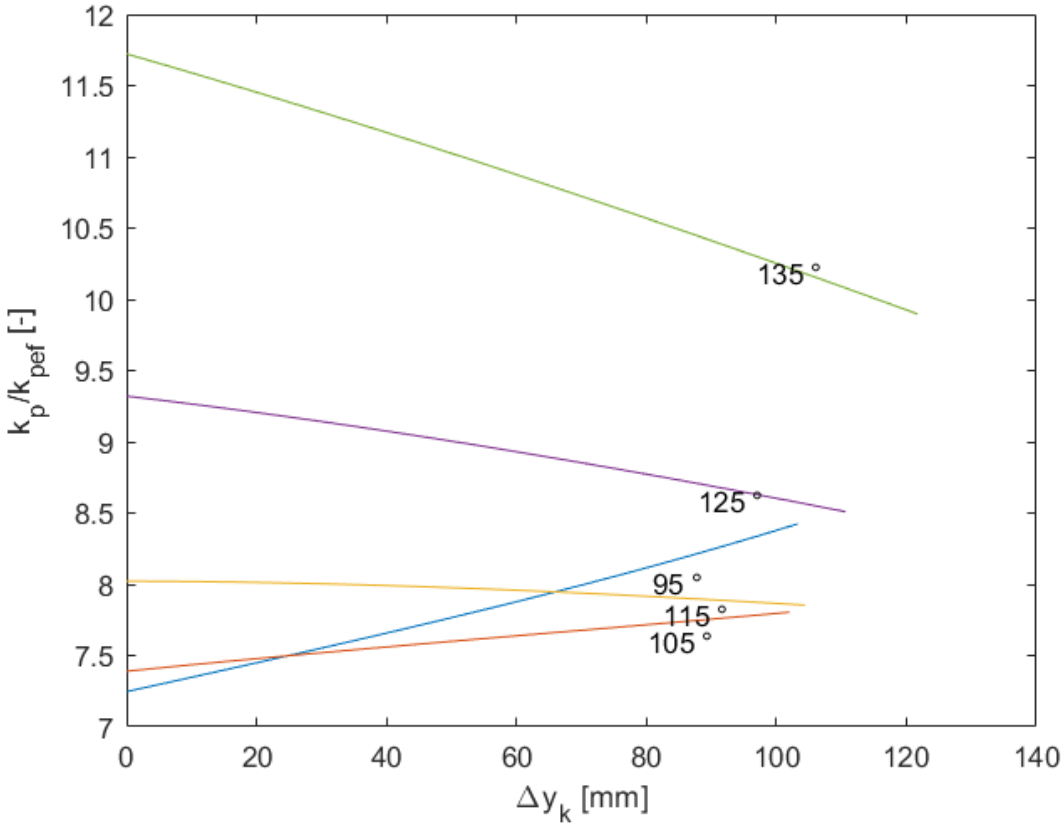
Průběhy délek ramen L a R, efektivní tuhosti pružiny k_{pef}, poměru tuhosti pružiny a efektivní tuhosti pružiny k_p/k_{pef} a normované efektivní tuhosti pružiny $k_{pefnorm}$ byly řešeny pomocí softwaru MATLAB R2023b.

Průběhy délek ramen L v závislosti na propružení zadního kola Δy_k pro různé návrhové hodnoty sklonu centrální pružící jednotky φ_{cpj} jsou vidět v grafu (Obrázek 38). Z grafu je patrné, že pro nižší návrhové hodnoty sklonu centrální pružící jednotky φ_{cpj} dochází ve druhé části průběhu zdvihu zadního kola ke zkracování délky ramene L.



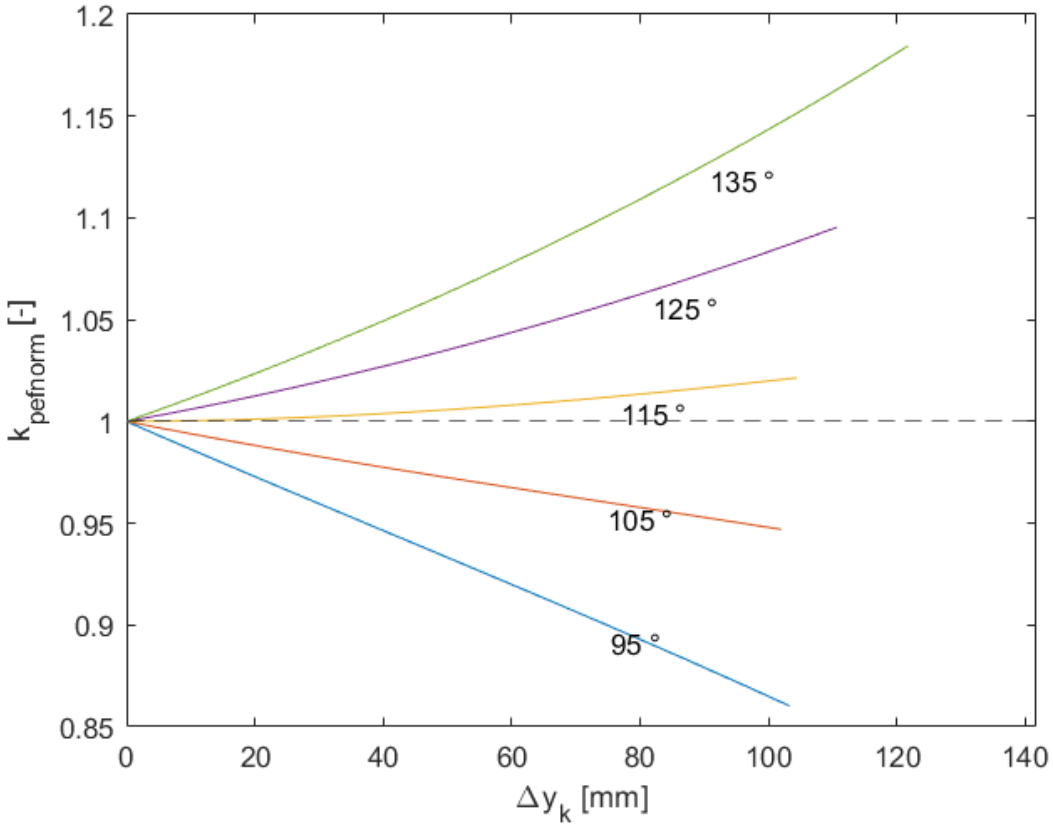
Obrázek 38 - Graf závislosti délky ramene L na propružení zadního kola

Průběhy poměrů tuhosti pružiny a efektivní tuhosti pružiny k_p/k_{pef} v závislosti na propružení zadního kola Δy_k pro různé návrhové hodnoty sklonu centrální pružící jednotky φ_{cpj} jsou vidět v grafu (Obrázek 39). Z grafu vyplývá, že tento poměr je výrazně vyšší pro $\varphi_{cpj} = 135\,°$ než pro ostatní návrhové hodnoty sklonu centrální pružící jednotky.



Obrázek 39 - Graf závislosti poměru tuhosti pružiny a efektivní tuhosti pružiny k_p/k_{pef} na propružení zadního kola

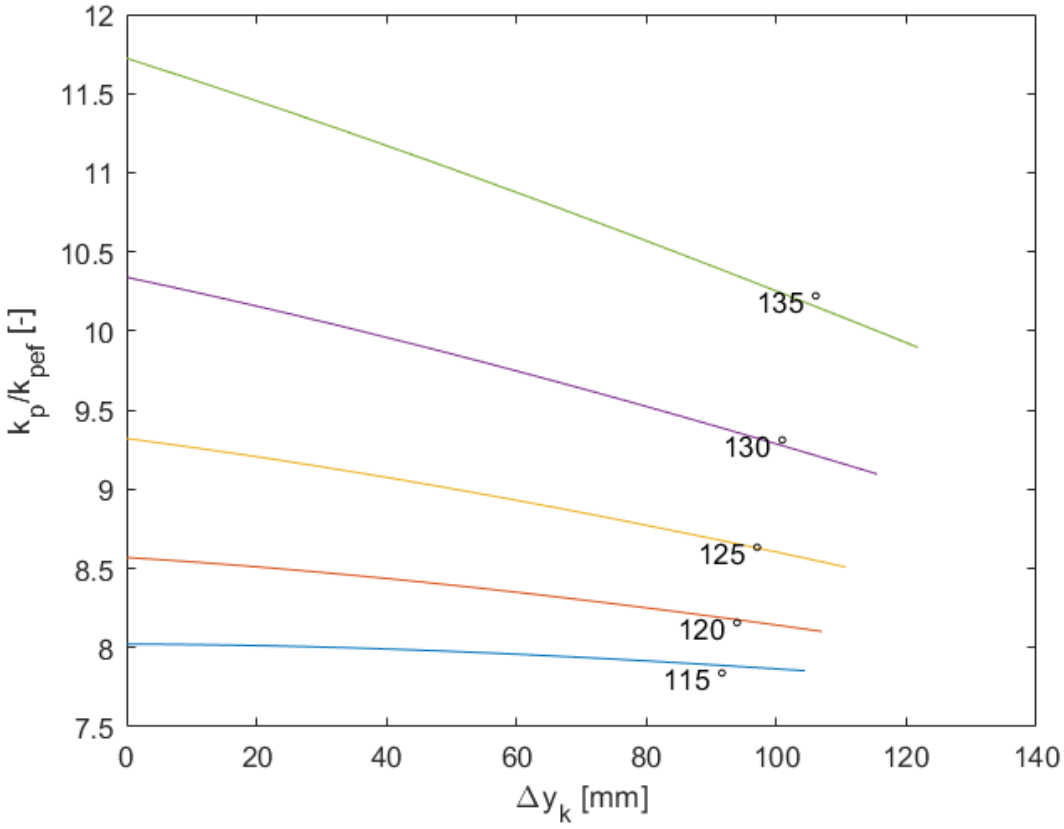
Průběhy normované efektivní tuhosti pružiny $k_{pefnorm}$ v závislosti na propružení zadního kola Δy_k pro různé návrhové hodnoty sklonu centrální pružící jednotky φ_{cpj} jsou vidět v grafu (Obrázek 40). Z grafu je patrné, že pro nižší návrhové hodnoty sklonu centrální pružící jednotky φ_{cpj} jsou charakteristiky normované efektivní tuhosti pružiny $k_{pefnorm}$ degresivní a pro vyšší návrhové hodnoty sklonu centrální pružící jednotky φ_{cpj} jsou charakteristiky normované efektivní tuhosti pružiny $k_{pefnorm}$ progresivní.



Obrázek 40 - Graf závislosti normované efektivní tuhosti pružiny $k_{pefnorm}$ na propružení zadního kola

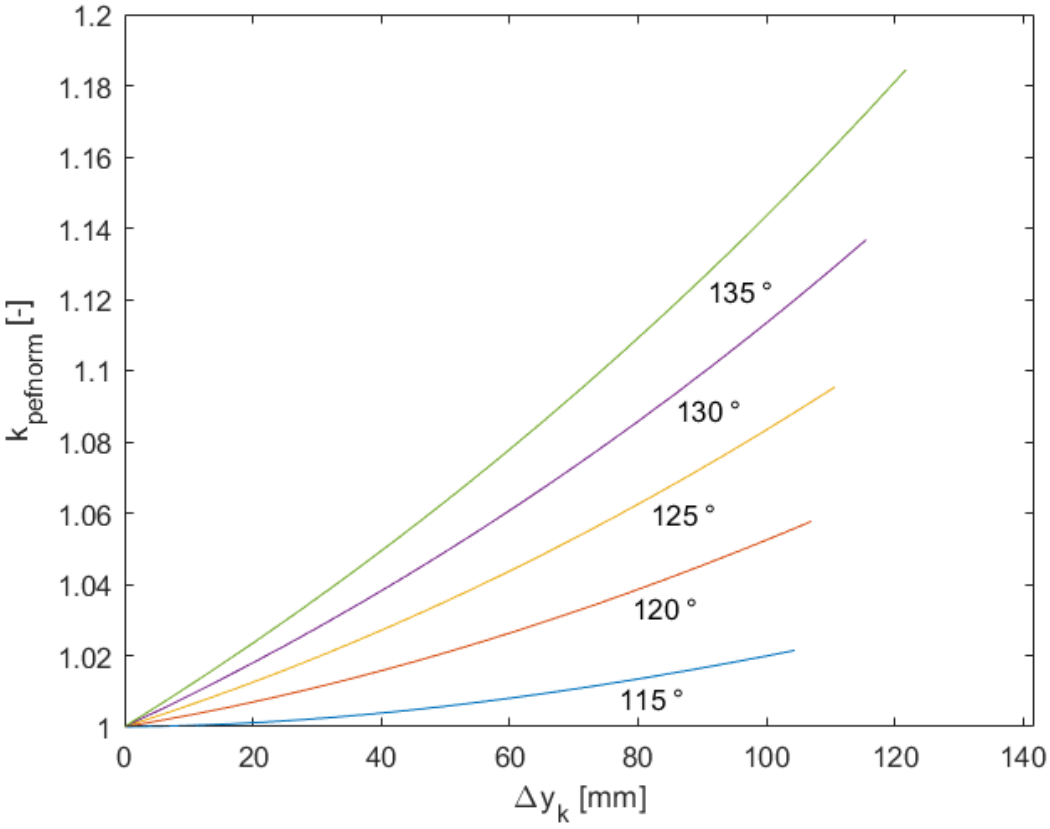
Pro správné chování odpružení zadního kola by měla být charakteristika normované efektivní tuhosti pružiny $k_{pefnorm}$ progresivní. Na základě této informace a informací z grafu (Obrázek 40) byl vybrán nový interval zkoumaných návrhových hodnot sklonu centrální pružící jednotky od $\varphi_{cpj} = 115$ ° do $\varphi_{cpj} = 135$ °.

Průběhy poměrů tuhosti pružiny a efektivní tuhosti pružiny k_p/k_{pef} v závislosti na propružení zadního kola Δy_k pro návrhové hodnoty sklonu centrální pružící jednotky od $\varphi_{cpj} = 115$ ° do $\varphi_{cpj} = 135$ ° jsou vidět v grafu (Obrázek 41). Z grafu vyplývá, že pro vyšší návrhové hodnoty sklonu centrální pružící jednotky φ_{cpj}, které se v grafu vyskytují, jsou rozdíly mezi hodnotami poměrů tuhosti pružiny a efektivní tuhosti pružiny k_p/k_{pef} výrazně vyšší, než je tomu u nižších návrhových hodnot φ_{cpj} porovnávaných v tomto grafu.



Obrázek 41 - Graf závislosti poměru tuhosti pružiny a efektivní tuhosti pružiny k_p/k_{pef} na propružení zadního kola pro nové hodnoty φ_{cpj}

Průběhy normované efektivní tuhosti pružiny $k_{pefnorm}$ v závislosti na propružení zadního kola Δy_k pro návrhové hodnoty sklonu centrální pružící jednotky od $\varphi_{cpj} = 115\,°$ do $\varphi_{cpj} = 135\,°$ jsou vidět v grafu (Obrázek 42). Z grafu vyplývá, že pro vyšší návrhové hodnoty sklonu centrální pružící jednotky od φ_{cpj} jsou charakteristiky normované efektivní tuhosti pružiny $k_{pefnorm}$ více progresivní.



Obrázek 42 - Graf závislosti normované efektivní tuhosti pružiny $k_{pefnorm}$ na propružení zadního kola pro nové hodnoty φ_{cpj}

Na základě informací z grafů (Obrázek 41 a Obrázek 42) byla vybrána návrhová hodnota sklonu centrální pružící jednotky $\varphi_{cpj} = 125\,°$. Tato hodnota byla vybrána jako kompromis mezi požadavkem na vyšší progresivitu charakteristiky normované efektivní tuhosti pružiny $k_{pefnorm}$ a požadavkem na nižší poměr tuhosti pružiny a efektivní tuhosti pružiny k_p/k_{pef}. Tato návrhová hodnota sklonu centrální pružící jednotky φ_{cpj} je vhodná i z hlediska zástavbových prostor, jelikož bod B připojení centrální pružící jednotky k rámu motocyklu vychází prakticky přímo nad bod A připojení zadní kyvné vidlice k rámu motocyklu (Obrázek 36). Návrhová hodnota zdvihu centrální pružící jednotky je $z_{cpj} = 37\ mm$, s tím souvisí návrhová hodnota zdvihu odpružení zadního kola $z_{ozk} = 110{,}7\ mm$.

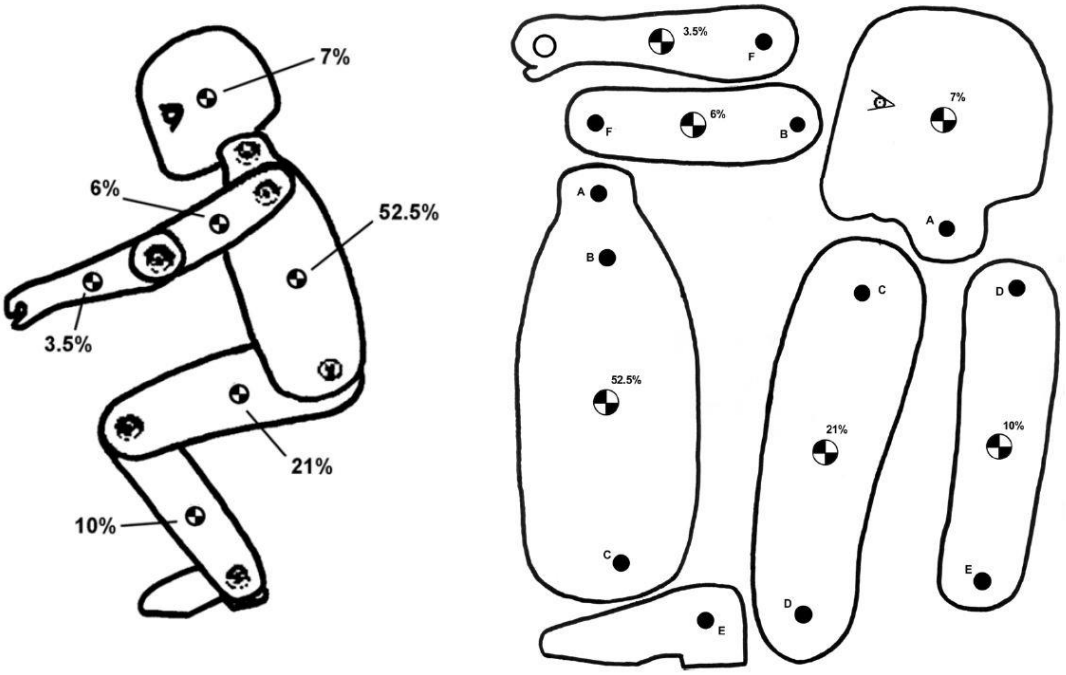
3.2.5 Odhad společného těžiště motocyklu a jezdce

Pro odhad pozice těžiště samotného motocyklu byl použit následující předpoklad. Těžiště motocyklu se obvykle nachází uprostřed mezi osou předního kola a osou zadního kola ve výšce, která odpovídá polovině rozvoru motocyklu. Hmotnost navrhovaného motocyklu byla odhadnuta na $m_m = 70\ kg$. Tento odhad vychází z údajů o hmotnosti vybraných motocyklů kategorie Mini GP (Tabulka 8). [12] [50]

	Ohvale GP-2	PBS Rivale GP	GRC GP12R	Bucci Moto BR12-GP (2022)
Hmotnost [kg]	68,5	75	75	62

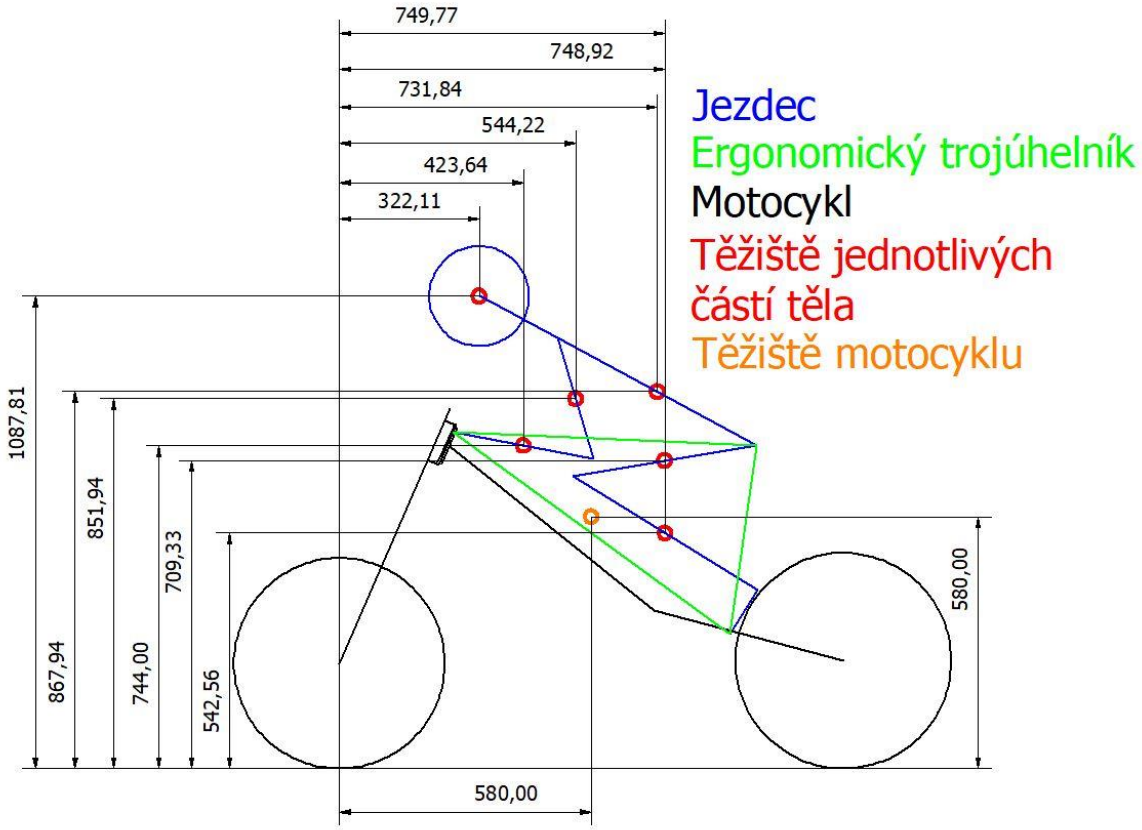
Tabulka 8 – Suché hmotnosti vybraných motocyklů kategorie Mini GP [33] [39] [51] [52]

Hmotnost jezdce byla zvolena $m_j = 85\ kg$. Tak aby odhad společného těžiště počítal spíše s dospělým jezdcem. Pro určení rozložení hmotnosti v těle jezdce byly použity informace z obrázku (Obrázek 43).



Obrázek 43 - Rozložení hmotnosti v těle [12]

Rozměry jednotlivých částí těla byly změřeny na muži vysokém $h_j = 177\ cm$. Výška tohoto muže přibližně odpovídá průměrné výšce muže v České republice, ta má hodnotu $177{,}4\ cm$. Pozice těžiště celého těla a pozice společného těžiště motocyklu a jezdce byla určena ze souřadnic těžišť jednotlivých částí těla a těžiště motocyklu. Pro určení souřadnic těžišť jednotlivých částí těla byl sestrojen schématický obrázek motocyklu a jezdce s vyznačeným ergonomickým trojúhelníkem (Obrázek 44). [53]



Obrázek 44 - Souřadnice těžišť jednotlivých částí těla a těžiště motocyklu

Výsledné hodnoty souřadnic těžiště celého těla a společného těžiště motocyklu a jezdce byly vypočítány pomocí vážených průměrů souřadnic dílčích těžišť (Tabulka 9).

Část	Vertikální souřadnice těžiště [mm]	Horizontální souřadnice těžiště [mm]	Hmotnost [kg]
Motocykl	580,00	580,00	65,00
Hlava	1087,81	322,11	5,95
Trup	867,94	731,84	44,63
Paže	851,94	544,22	5,10
Předloktí	744,00	423,64	2,98
Stehno	709,33	748,92	17,85
Bérec	542,56	749,77	8,50
Tělo celkově	812,19	686,49	85,00
Celkově	707,33	638,40	155,00

Tabulka 9 - Souřadnice těžiště a hmotnosti částí těla a motocyklu

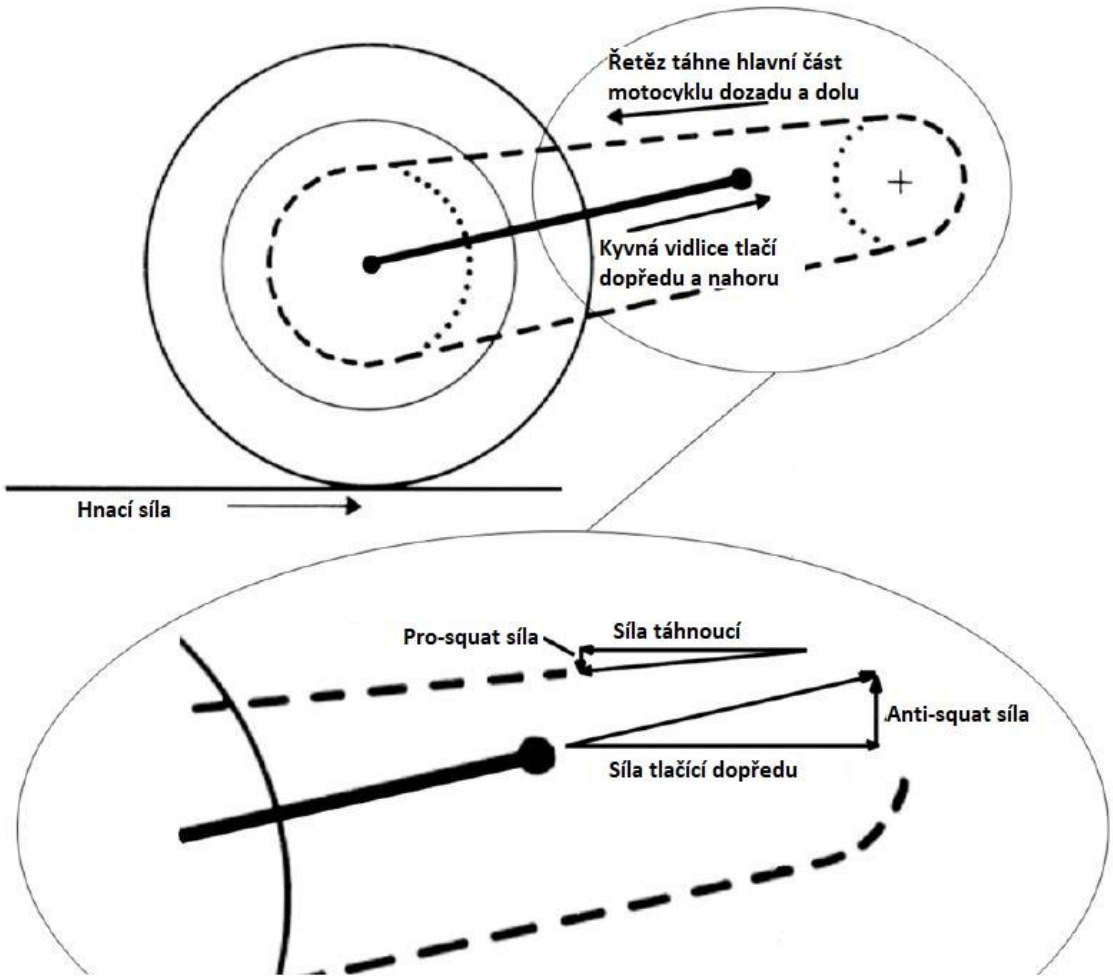
Z výsledků v tabulce (Tabulka 9) je patrné, že horizontální souřadnice společného těžiště motocyklu a jezdce vychází $58{,}4\ mm$ za středem mezi osou předního kola a osou zadního kola, v takovém případě by bylo celkové statické zatížení rozděleno v poměru $55\ \%$ na zadní kolo a $45\ \%$ na přední kolo. Hodnoty rozdělení zatížení mezi přední a zadní kolo se budou ladit v pozdější části návrhu motocyklu, až budou známy hmotnosti jednotlivých částí.

3.2.6 Návrh pozice pohonné jednotky v rámu motocyklu

Pohonná jednotka motocyklu musí být v rámu umístěna tak, aby přední řetězové kolo sekundárního převodu (na výstupní hřídeli převodovky) leželo ve stejné rovině jako zadní řetězové kolo sekundárního převodu (na zadním kole).

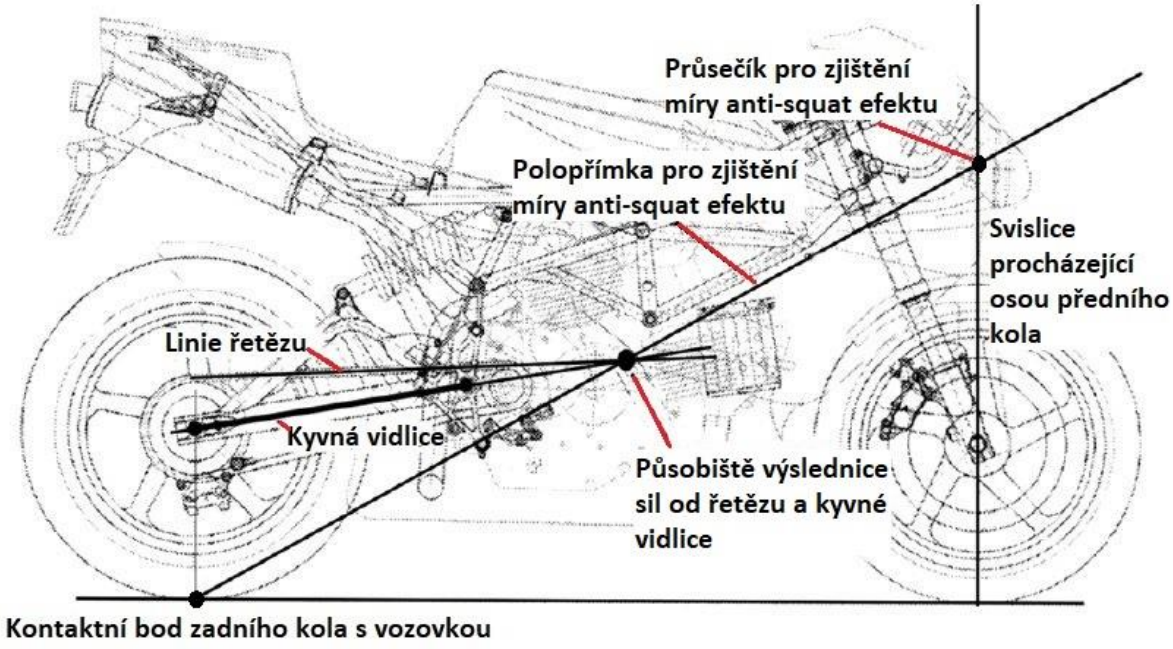
Při akceleraci a deceleraci motocyklu dochází k přenášení zatížení mezi přením a zadním kolem. Vlivem přenášení zatížení dochází k předklánění motocyklu (dive) a zaklánění motocyklu (squat). Vhodná konstrukce podvozku motocyklu umožňuje částečnou nebo úplnou kompenzaci poklesu zadní části motocyklu (anti-squat) při akceleraci. U motocyklu se zadní kyvnou vidlicí a řetězovým sekundárním převodem závisí míra tohoto efektu na vzájemném postavení styčného bodu zadního kola s vozovkou, osy otáčení zadního kola, osy otáčení zadní kyvné vidlice, osy otáčení předního kola a osy otáčení předního ozubeného kola sekundárního převodu (osa výstupní hřídele převodovky). Anti-squat dále závisí na výšce společného těžiště motocyklu a jezdce a roztečných průměrech řetězových kol sekundárního převodu. [12]

Řetěz sekundárního převodu táhne hlavní část motocyklu dozadu, tento jev je více než kompenzován tím, že zadní kyvná vidlice tlačí hlavní část motocyklu vpřed. Na obrázku je vidět, jak za určité situace působí vertikální složka síly od řetězu sekundárního převodu pro snižování zadní části motocyklu (pro-squat) a vertikální složka síly od kyvného ramene proti snižování zadní části (anti-squat) (Obrázek 45). Vertikální složka síly od kyvné vidlice je větší než vertikální složka síly od řetězu sekundárního, tudíž výsledným efektem těchto sil je anti-squat. V případě takového stlačení pružící jednotky zadní kyvné vidlice, kdy by osa otáčení kyvné vidlice byla níže než osa otáčení zadního kola, dochází ke vzniku síly od řetězu působící proti snižování zadní části motocyklu (anti-squat) a síly od kyvné vidlice působící pro snižování zadní části motocyklu (pro-squat). [12]



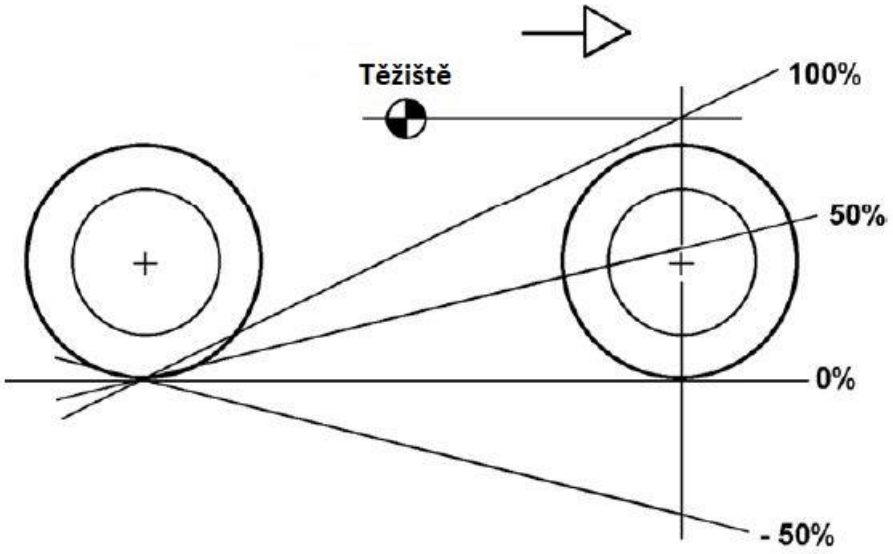
Obrázek 45 - Silové působení řetězu sekundárního převodu a zadní kyvné vidlice na hlavní část motocyklu [12]

Zjištění míry kompenzace poklesu zadní části motocyklu vlivem přenášení zatížení na zadní kolo během akcelerace lze provést pomocí následující konstrukce (Obrázek 46). Protažením linie horní části řetězu sekundárního převodu a spojnice osy otáčení zadního kola a osy otáčení zadní kyvné vidlice vznikne průsečík, který lze považovat za působiště výslednice sil od zadní kyvné vidlice a od řetězu sekundárního převodu. Následně je sestrojena polopřímka (polopřímka pro zjištění míry anti-squat efektu) z kontaktního bodu zadního kola s vozovkou procházející tímto průsečíkem (působiště výslednice sil). Přidáním svislice procházející osou otáčení předního kola vznikne průsečík svislice procházející osou předního kola a polopřímky pro zjištění míry anti-squat efektu (průsečík pro zjištění míry anti-squat efektu). [12]



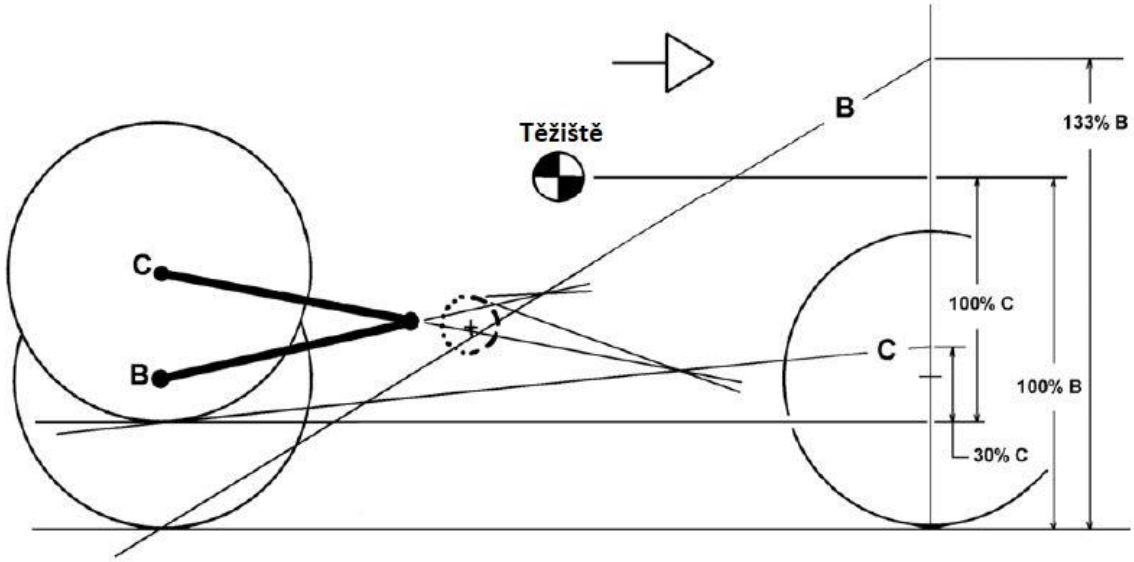
Obrázek 46 - Konstrukce bodu pro zjištění anti-squat efektu [12]

Dalším krokem pro zjištění míry anti-squat efektu je porovnání výšky bodu (průsečíku) pro zjištění míry anti-squat efektu a výšky těžiště (Obrázek 47). Pokud se nachází průsečík pro zjištění míry anti-squat efektu ve stejné výšce jako těžiště, pak dochází k úplnému odstranění vlivu hnací síly na stlačení pružící jednotky zadní kyvné vidlice (100% anti-squat). Pokud by tento průsečík ležel ve stejné výšce jako kontaktní bod zadního kola s vozovkou, přenos zatížení na zadní kolo vlivem akcelerace by se plně promítnul na stlačení pružící jednotky zadní kyvné vidlice (nedochází ani k anti-squat ani k pro-squat efektu). Pokud leží průsečík pod úrovní kontaktního bodu zadního kola s vozovkou, pak dochází k pro-squat efektu, tudíž dojde k ještě většímu stlačení pružící jednotky kyvné vidlice, než jaké by vyvolalo samotné přenášení zatížení vlivem akcelerace. Pokud by průsečík pro zjištění míry anti-squat efektu ležel nad úrovní těžiště, docházelo by při akceleraci k roztahování pružící jednotky zadní kyvné vidlice (v porovnání se stavem statického zatížení). Míru anti-squat efektu lze určit jako poměr výšky průsečíku (měřené od kontaktního bodu zadního kola s vozovkou) ku výšce těžiště (měřené od kontaktního bodu zadního kola s vozovkou). [12]



Obrázek 47 - Vyhodnocení míry anti-squat efektu [12]

Důležitým faktem je, že se míra anti-squat efektu mění v závislosti na propružení zadního kola. Příklad změny míry anti-squat efektu v závislosti na propružení zadního kola je vidět na obrázku (Obrázek 48).



Obrázek 48 - Vliv propružení zadního kola na anti-squat efekt [12]

Řešení návrhu pozice pohonné jednotky s ohledem na anti-squat efekt bylo provedeno pomocí softwaru MATLAB R2023b. Průměry roztečných kružnic řetězových kol sekundárního převodu byly vypočítány podle následujících vztahů:

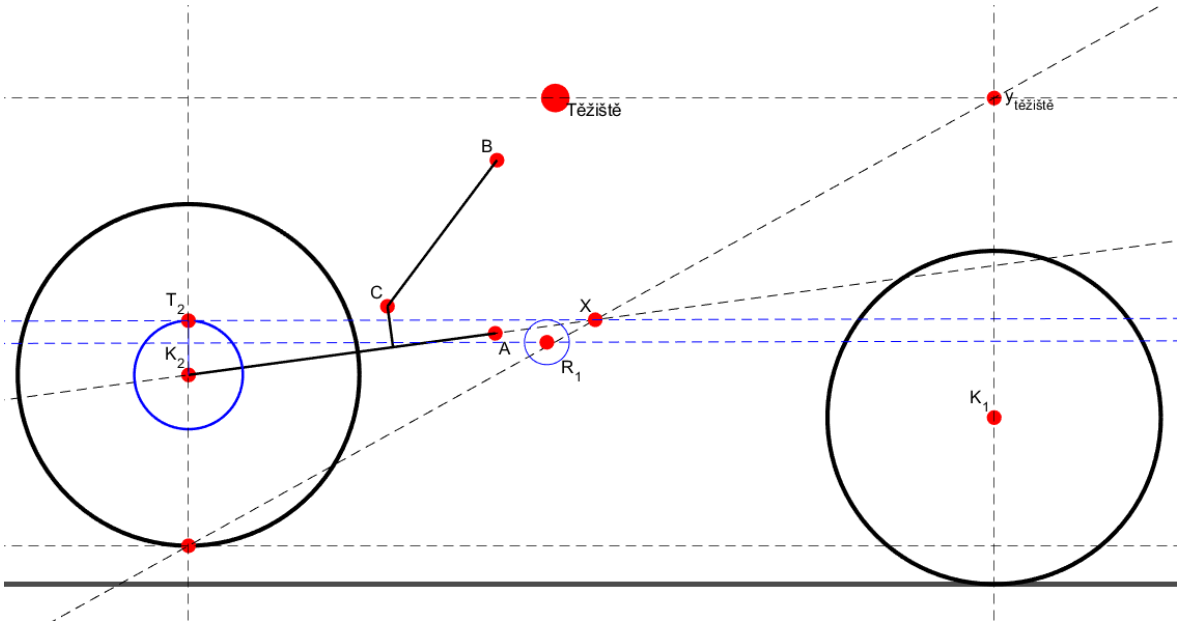
$$d_1 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180\,^\circ}{z_1}\right)} \tag{26}$$

$$d_2 = \frac{p}{sin\left(\frac{180\,°}{z_2}\right)} \tag{27}$$

Kde d_1 je průměr roztečné kružnice předního řetězového kola sekundárního převodu, d_2 je průměr roztečné kružnice zadního řetězového kola sekundárního převodu, z_1 je počet zubů předního řetězového kola sekundárního převodu, z_2 je počet zubů zadního řetězového kola sekundárního převodu a p rozteč zubů řetězových kol. [54]

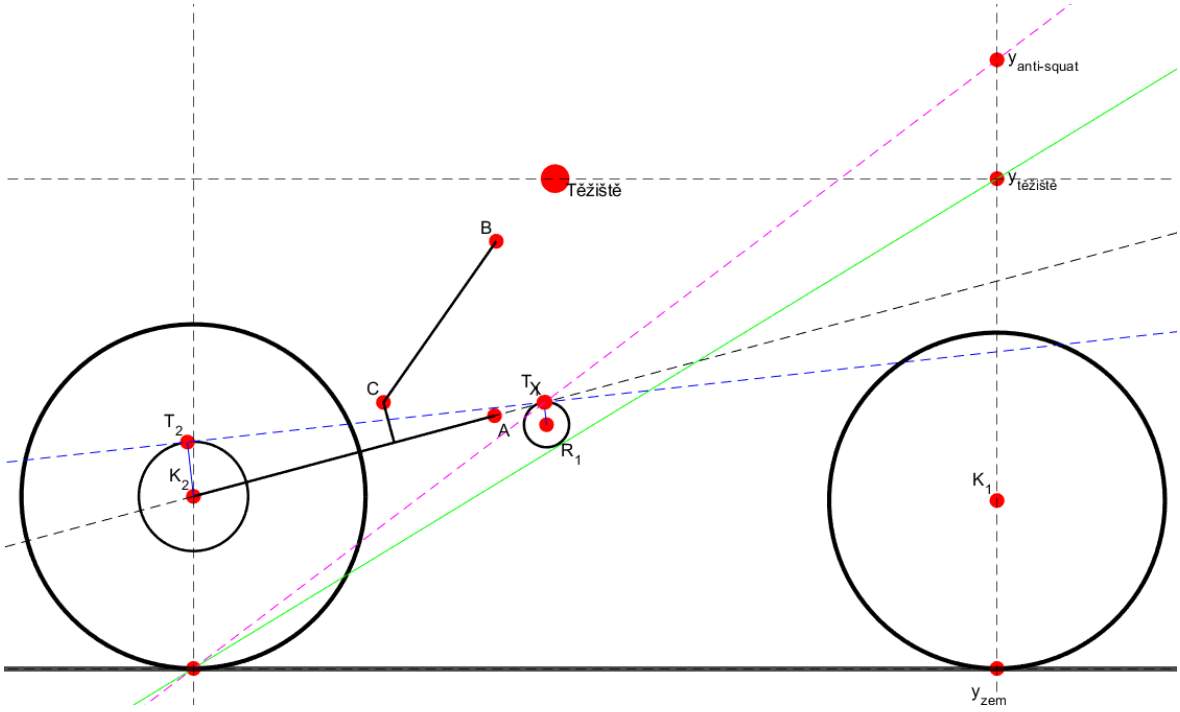
Návrhové hodnoty počtu zubů řetězových kol sekundárního převodu byly stanoveny na základě praktických zkušeností ze závodů motocyklů kategorie Mini GP. Tyto hodnoty jsou $z_1 = 16$ a $z_2 = 39$. Hodnota rozteče zubů řetězových kol $p = 12{,}7\ mm$ byla stanovena podle plánovaného řetězu sekundárního převodu.

Původním záměrem bylo navržení pozice předního řetězového kola sekundárního převodu tak, aby docházelo k úplnému odstranění vlivu hnací síly na stlačení pružící jednotky zadní kyvné vidlice (100% anti-squat) při propružení, které odpovídá polovině zdvihu odpružení zadního kola. Za tímto účelem byla v pozici propružení zadního kola odpovídající polovině celkového zdvihu sestrojena přímka procházející kontaktním bodem zadního kola s vozovkou a protínající svislici vedenou skrze osu předního kola ve výšce společného těžiště motocyklu a jezdce (Obrázek 49). Následně byla sestrojena přímka procházející osou otáčení zadního kola a osou otáčení zadní kyvné vidlice. Tím vznikl průsečík, který lze považovat za působiště výslednice sil od zadní kyvné vidlice a od řetězu sekundárního převodu pro případ 100% anti-squat efektu při tomto propružení. Dalším krokem bylo sestrojení linie horní strany řetězu sekundárního převodu, která musí být tečná na roztečný průměr zadního řetězového kola sekundárního převodu a musí procházet působištěm výslednice sil od zadní kyvné vidlice a od řetězu sekundárního převodu. Protože tato linie musí být tečná i na roztečný průměr předního řetězového kola sekundárního převodu, musí střed předního řetězového kola ležet na přímce rovnoběžné s linií horní strany řetězu sekundárního převodu. Vzdálenost mezi těmito rovnoběžkami je rovna polovině roztečného průměru předního řetězového kola sekundárního převodu. Výsledná pozice osy otáčení předního řetězového kola je dána minimální možnou horizontální vzdáleností $75\ mm$ mezi touto osou a osou otáčení zadní kyvné vidlice, tato minimální vzdálenost je určena tvarem a rozměry pohonné jednotky a kyvné vidlice. Větší horizontální vzdálenost mezi těmito osami není výhodná z hlediska zástavbového prostoru pohonné jednotky a předního kola motocyklu.

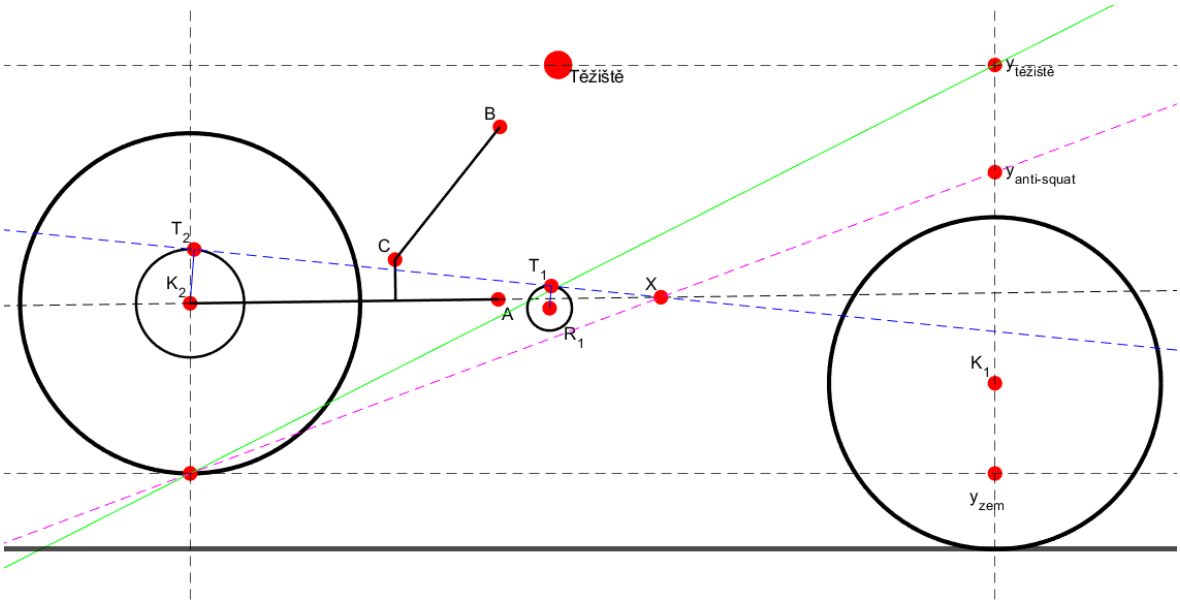


Obrázek 49 - Určení pozice osy otáčení předního řetězového kola pro 100% anti-squat efekt při propružení odpovídající polovině zdvihu

Následně byly podle dříve popsaného postupu provedeny konstrukce pro zjištění míry anti-squat efektu při nulovém propružení (Obrázek 50) a při propružení odpovídající maximálnímu zdvihu zadního kola (Obrázek 51).



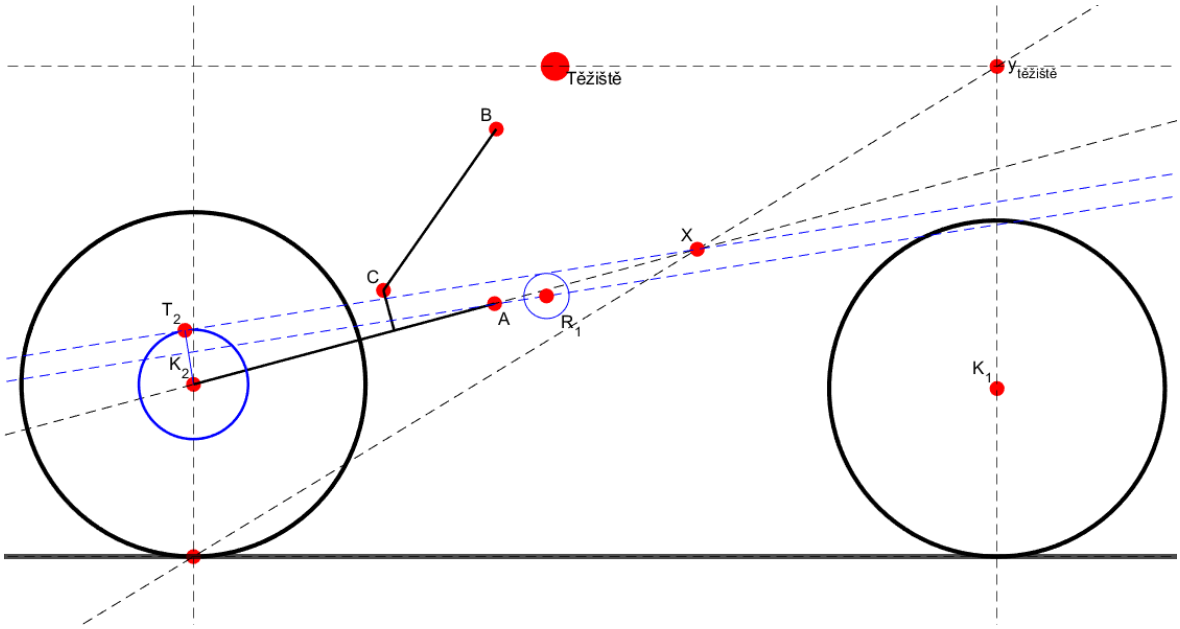
Obrázek 50 - Určení míry anti-squat efektu při nulovém propružení pro původní pozici předního řetězového kola



Obrázek 51 - Určení míry anti-squat efektu při propružení odpovídající maximálnímu zdvihu pro původní pozici předního řetězového kola

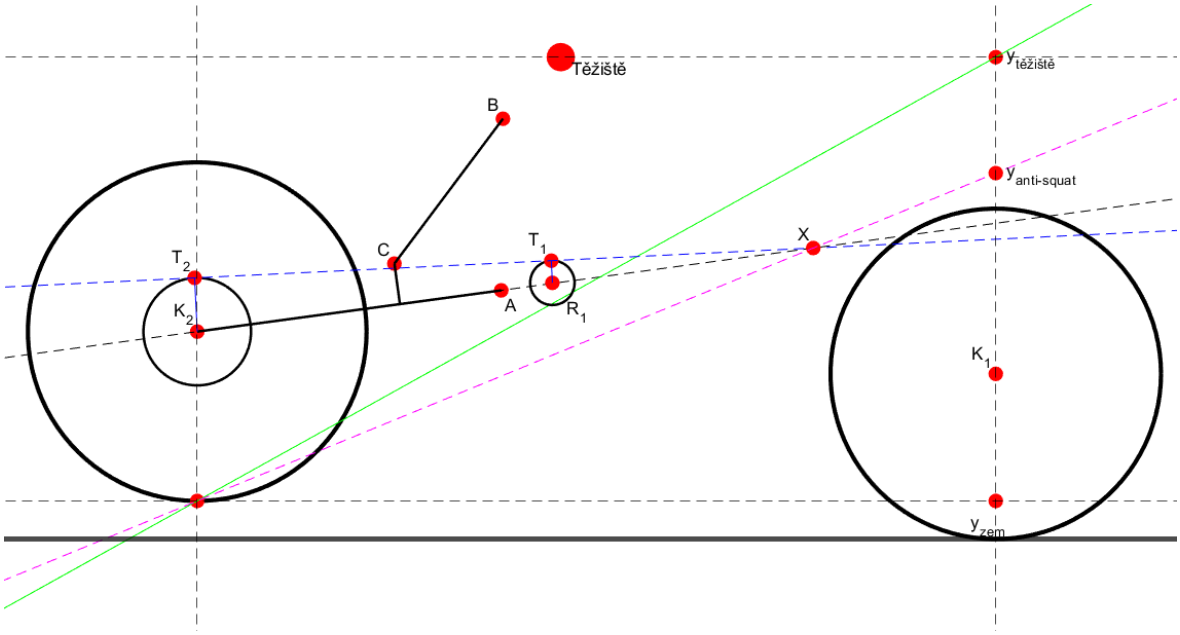
Při nulové propružení zadního kola je míra anti-squat efektu $124{,}3\ \%$. Při propružení odpovídající maximálnímu zdvihu zadního kola je míra anti-squat efektu $73{,}8\ \%$. Navržená pozice osy otáčení předního řetězového kola sekundárního převodu je při zvoleném konstrukčním řešení zavěšení zadního kola nerealizovatelné, při určitých hodnotách zdvihu zadního kola by docházelo ke kolizi řetězu sekundárního převodu a zadní kyvné vidlice. Tento problém je naznačen i na obrázku (Obrázek 50).

Dalším krokem byl návrh nové pozice předního řetězového kola sekundárního převodu, při které nebude docházet ke kolizi zadní kyvné vidlice a řetězu sekundárního převodu. Po několika zkušebních návrzích byla nakonec vybrána pozice předního řetězového kola sekundárního převodu odpovídající míře anti-squat efektu $100\ \%$ při nulovém propružení zadního kola. Tato pozice slibuje nejvyšší míru anti-squat efektu a zároveň u ní nebude docházet ke zmíněné kolizi. Nová pozice byla určena stejným způsobem jako původní navrhovaná pozice osy otáčení předního ozubeného kola sekundárního převodu, pouze byla celá konstrukce sestrojena pro pozici nulového propružení zadního kola (Obrázek 52).

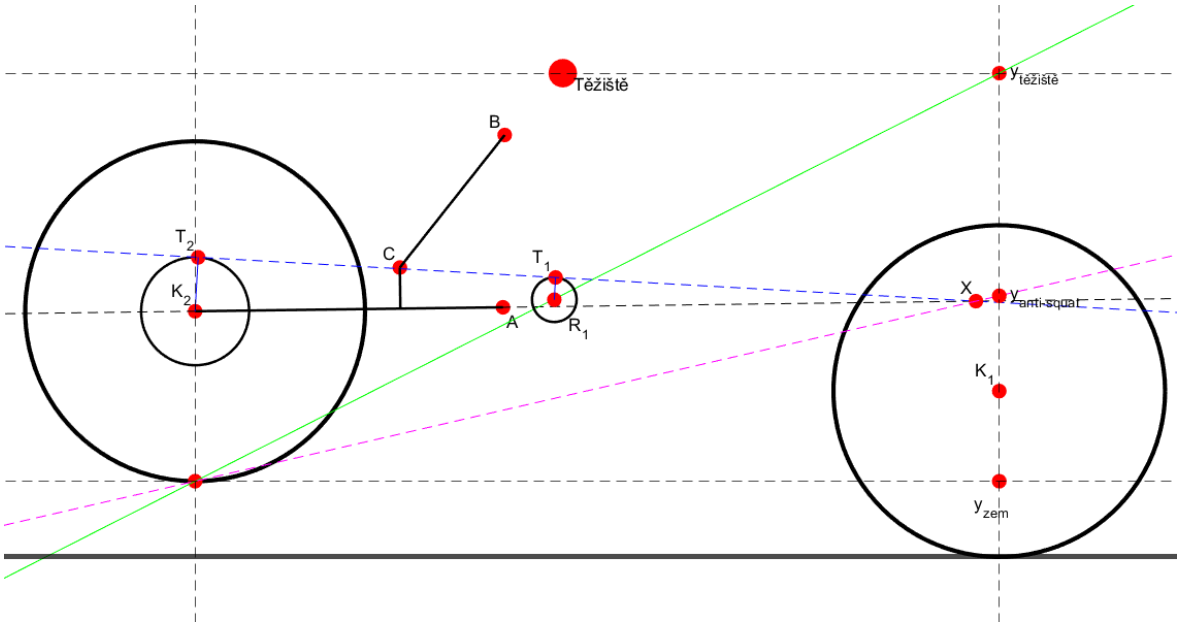


Obrázek 52 - Určení pozice osy otáčení předního řetězového kola pro 100% anti-squat efekt při nulovém propružení

Následně byly podle dříve popsaného postupu provedeny konstrukce pro zjištění míry anti-squat efektu při propružení odpovídající polovině maximálního zdvihu zadního kola (Obrázek 53) a při propružení odpovídající maximálnímu zdvihu zadního kola (Obrázek 54).



Obrázek 53 - Určení míry anti-squat efektu při propružení odpovídající polovině maximálního zdvihu pro novou pozici předního řetězového kola



Obrázek 54 - Určení míry anti-squat efektu při propružení odpovídající maximálnímu zdvihu pro novou pozici předního řetězového kola

Při propružení odpovídající polovině maximálního zdvihu zadního kola je míra anti-squat efektu 73,9 %. Při propružení odpovídající maximálnímu zdvihu zadního kola je míra anti-squat efektu 45,4 %. Nová pozice osy otáčení předního řetězového kola sekundárního převodu neposkytuje tak velkou míru anti-squat efektu, jako původní navrhovaná pozice, která nebyla prakticky realizovatelná. Dobrou zprávou je, že při žádné z možných pozic propružení zadního kola nebude docházet k pro-squat efektu, ale vždy bude docházet k poměrně vysokému anti-squat efektu.

3.3 Podmínky strukturální tuhosti rámu motocyklu

Strukturální tuhost rámu motocyklu má zásadní vliv na jeho ovladatelnost a jízdní vlastnosti. Ze strukturálních charakteristik jsou pro jízdní vlastnosti důležité hodnoty příčných a torzních tuhostí rámu motocyklu a zavěšení předního a zadního kola. Vysoké hodnoty strukturální tuhosti zaručují přesnost v jízdní trajektorii a rychlou odezvu na jezdcovy zásahy do řízení. Vysoká strukturální tuhost rámu může způsobovat nervózní jízdní projev motocyklu například při přejezdu příčné překážky nebo na mokré vozovce. [11]

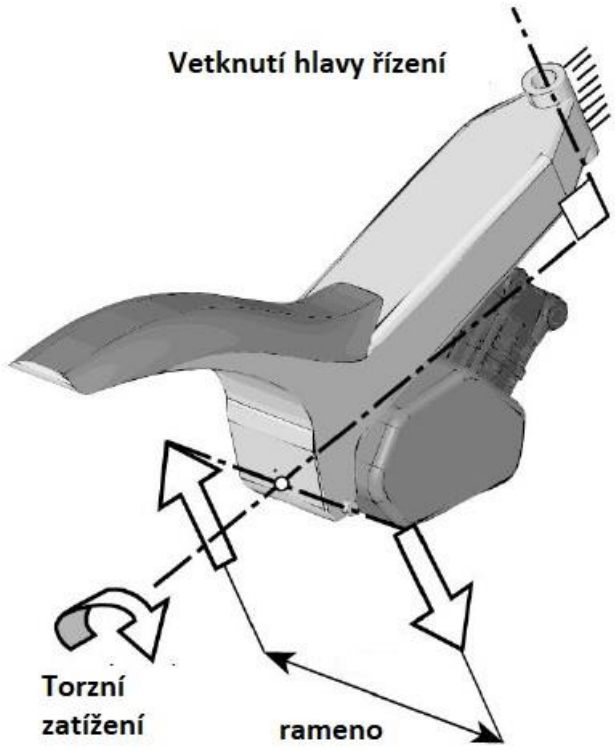
V literatuře byly dohledány doporučené hodnoty strukturálních tuhostí rámů motocyklů (Tabulka 10). Hodnoty z knihy Teorie a konstrukce motocyklů nejsou v knize nijak blíže specifikovány a pravděpodobně se jedná o hodnoty pro tuhosti motocyklu jako celku nikoliv pro samotný rám motocyklu (bez zavěšení předního a zadního kola). V knize Motorcycle dynamics byly nalezené hodnoty blíže specifikovány a jedná se o hodnoty pro samotný rám motocyklu. V této knize byly ještě uvedeny hodnoty pro vertikální tuhost rámu, které byly ovšem doplněny o nejasné schéma pro podmínky zatěžování rámu pro

určení podélné tuhosti. Pravděpodobně se tedy ve skutečnosti jedná o hodnoty pro podélnou tuhost rámu, ale vzhledem k nejasnosti zátěžného stavu nejsou uvedené hodnoty použitelné pro tuto práci.

Zdroj	Torzní tuhost rámu $K_{tr}\ [kNm \cdot {}^{\circ -1}]$	Příčná tuhost rámu $K_{pr}\ [kN \cdot mm^{-1}]$
Motorcycle dynamics [11]	3 - 7	1 - 3
Teorie a konstrukce motocyklů [16]	0,47 - 0,96	0,15 - 0,3

Tabulka 10 – Doporučené hodnoty torzní a příčné tuhosti rámu [11] [16]

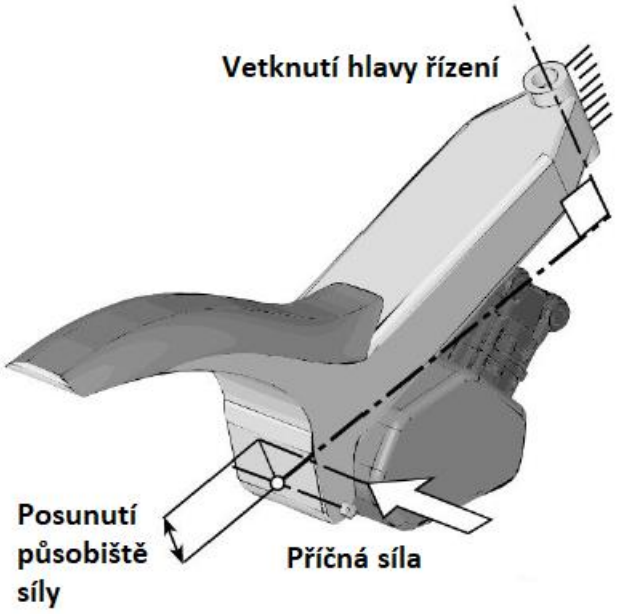
V knize Motorcycle dynamics byly hodnoty pro torzní tuhost doplněny o schéma zátěžného stavu (Obrázek 55). Torzní tuhost se určuje kolem osy, která je kolmá na osu řízení a zároveň je kolmá na osu otáčení zadní kyvné vidlice. Hlava řízení je vetknuta a kroutící moment okolo zmíněné osy je aplikován v místě uložení zadní kyvné vidlice v rámu. Torzní tuhost se určuje na rámu s namontovanou pohonnou jednotkou. Deformace pro určení torzní tuhosti rámu okolo zmíněné osy je odečítána v místě uložení čepu zadní kyvné vidlice.



Obrázek 55 - Zátěžný stav pro určení torzní tuhosti rámu [11]

Hodnoty pro příčnou tuhost rámu byly v této knize také doplněny o schéma zátěžného stavu (Obrázek 56). Stejně jako torzní tuhost se i příčná tuhost určuje na rámu s namontovanou pohonnou jednotkou. Hlava řízení je vetknuta a příčná síly je aplikována v místě uložení zadní kyvné vidlice v rámu. Případně může být působiště síly posunuto

z tohoto bodu s cílem zamezení vzniku torzní deformace rámu. Laterální deformce je odečítána ve směru působení zátěžné síly v místě uložení čepu zadní kyvné vidlice. [11]



Obrázek 56 – Zátěžný stav pro určení příčné tuhosti rámu [11]

Hodnoty pro torzní a příčnou tuhost rámu v této knize platí pro moderní sportovní motocykly se zdvihovým objemem motoru $1000\ cm^3$. Odhadovaná hmotnost motocyklu této kategorie (v době vydání knihy) s jezdcem je $m_{c1000} = 285\ kg$ a odhadovaná hmotnost navrhovaného motocyklu kategorie Mini GP s jezdcem je $m_{cMiniGP} = 155\ kg$. V těchto odhadech byla použita zvolená hmotnost jezdce $m_j = 85\ kg$. Vzhledem k tomu, že na motocykl za jízdy působí setrvačné síly, budou pro navrhovaný motocykl hodnoty torzní a příčné tuhosti z knihy Motorcycle dynamics sníženy v poměru odhadovaných hmotností motocyklů s jezdcem. Jedná se o zjednodušený odhad vhodných tuhostí rámu navrhovaného motocyklu, jelikož ve skutečnosti hrají svou roli i momenty setrvačnosti a ne jen hmotnost. Odhad vhodných hodnot torzní a příčné tuhosti rámu je uveden v tabulce (Tabulka 11). [11]

	Torzní tuhost rámu $K_{tr}\ [kN \cdot m \cdot {}^{\circ -1}]$	Příčná tuhost rámu $K_{pr}\ [kN \cdot mm^{-1}]$
Odhadovaná vhodná hodnota	1,63 – 3,81	0,54 – 1,63

Tabulka 11 – Odhadované vhodné hodnoty příčné a torzní tuhosti rámu pro navrhovaný motocykl

3.4 Zátěžné stavy pro kontrolu napětí v rámu motocyklu

3.4.1 Základní údaje pro kontrolu napětí v rámu motocyklu

Hmotnost motocyklu byla již dříve během této práce odhadnuta na hodnotu $m_m = 70\ kg$. Pro účely kontroly napětí v rámu byla určena hmotnost oblečeného jezdce (s

kompletním vybavením) na hodnotu $m_j = 130\ kg$. Celková hmotnost jezdce a motocyklu má tedy hodnotu $m_c = 200\ kg$.

Vertikální pozice společného těžiště motocyklu a jezdce byla odhadována stejným způsobem jako v kapitole 3.2.5 Odhad společného těžiště motocyklu a jezdce, dokonce byly zachovány i rozměry částí těla jezdce. Jezdce s hmotností $m_j = 130\ kg$ by byl pravděpodobně vyšší postavy a společné těžiště jezdce a motocyklu by bylo výše, což by znamenalo menší možnou maximální brzdnou sílu na předním kole a menší možnou maximální hnací sílu na zadním kole (než by došlo k překlápění motocyklu). Toto zjednodušení odhadu vertikální pozice společného těžiště jezdce a motocyklu je tedy na straně bezpečnosti. Při nulovém propružení obou kol je výška společného těžiště motocyklu a jezdce pro účely kontroly napětí v rámu $h_{tcmax} = 731\ mm$. Následně byl proveden odhad výšky společného těžiště motocyklu a jezdce při maximálním propružení jednoho z kol motocyklu. Vzhledem k návrhovým hodnotám zdvihu odpružení obou kol byla tato hodnota odhadnuta na $h_{tcmin} = 631\ mm$. Tento návrh nezohledňuje fakt, že celková hmotnost jezdce a motocyklu má tedy hodnotu m_c není součástí odpružených hmot, ve skutečnosti bude tedy společné těžiště motocyklu a jezdce výše. Vzhledem k tomu, že tato hodnota bude používána pouze pro výpočet zátěžných sil, které budou růst s klesající výškou společného těžiště, je toto zjednodušení na straně bezpečnosti. Tento odhad zároveň pro výpočet brzdné síly na předním kole P_b a hnací síly na zadním kole T nezohledňuje fakt, že nejsou v daný okamžik propružena maximálně obě kola zároveň. Toto zjednodušení je opět na straně bezpečnosti a zároveň v kapitole, kde budou již zohledněny vlivy dynamického namáhaní, již nebude takový stav zcela nereálný.

Horizontální pozice společného těžiště jezdce a motocyklu určuje rozložení zatížení na přední a zadní kolo motocyklu. Tato pozice je určena konkrétním jezdcem a mění se i během jízdy, ale měla by být zhruba ve vzdálenosti rovné polovině rozvoru p za předním kolem. Pro výpočty napětí v rámu navrhovaného motocyklu byly určeny extrémy horizontální vzdálenosti pozice společného těžiště motocyklu a jezdce za osou otáčení předního kola $l_{tcmin} = 464\ mm$ a $l_{tcmax} = 696\ mm$. Tyto vzdálenosti odpovídají $40\ \%$ a $60\ \%$ hodnoty rozvoru p. Změny horizontálních vzdáleností společného těžiště motocyklu a jezdce od os otáčení kol v závislosti na propružení kol budou pro výpočty zanedbány. Na pokrytí těchto změn postačí vhodné použití extrémních hodnot horizontální vzdálenosti pozice společného těžiště motocyklu a jezdce za osou otáčení předního kola l_{tc}.

Kromě zátěžného stavu pro kontrolu napětí v pomocném podsedlovém rámu bude ve všech zátěžných stavech uvažováno, že jsou všechny zátěžné síly dány celou celkovou hmotností motocyklu a jezdce $m_c = 200\ kg$. Toto zjednodušení je na straně bezpečnosti.

Pro všechny zátěžné stavy bude do rámu přidáno těleso nahrazující pohonnou jednotku kvůli faktu, že pohonná jednotka může přenášet část zatížení.

Ve schématech následujících zátěžných stavů bude vždy vetknutí naznačeno modrou barvou, plochy, na které působí zátěžné síly, a zátěžné síly samotné budou naznačeny červenou barvou.

Za účelem pokrytí dynamického zatížení budou u všech zátěžných stavů pro kontrolu napětí v rámu zátěžné síly zvětšeny na trojnásobek své hodnoty, která byla vypočtena z podmínek konkrétního zátěžného stavu. Při výpočtech pro kontrolu napětí v rámu bude rám zatěžován těmito zvětšenými zátěžnými silami. Takto získané hodnoty napětí σ budou následně porovnávány s mezí kluzu materiálu R_e příslušné součásti.

3.4.2 Zátěžný stav simulující maximální deceleraci motocyklu

Při návrhu tohoto zátěžného stavu bylo uvažováno, že limitním stavem pro maximální brzdnou sílu na předním kole je okamžik, kdy se motocykl s jezdcem začne převracet přes přední kolo. Tento jev nastává ve chvíli, kdy je celé zatížení od hmotnosti motocyklu a jezdce přeneseno na přední kolo. Podmínkou pro tento jev je platnost následující momentové rovnováhy:

$$m_c \cdot a_b \cdot h_{tc} = m_c \cdot g \cdot l_{tc} \tag{28}$$

Kde m_c je celková hmotnost motocyklu s jezdcem, a_b je brzdné zrychlení motocyklu, h_{tc} je výška společného těžiště motocyklu a jezdce, g je tíhové zrychlení a l_{tc} horizontální vzdálenost pozice společného těžiště motocyklu a jezdce za osou otáčení předního kola. Brzdná síla na předním kole F_b je dána vztahem:

$$F_b = m_c \cdot a_b \tag{29}$$

Po dosazení této rovnice do předchozí a upravení je získán vztah:

$$F_b = \frac{m_c \cdot g \cdot l_{tc}}{h_{tc}} \tag{30}$$

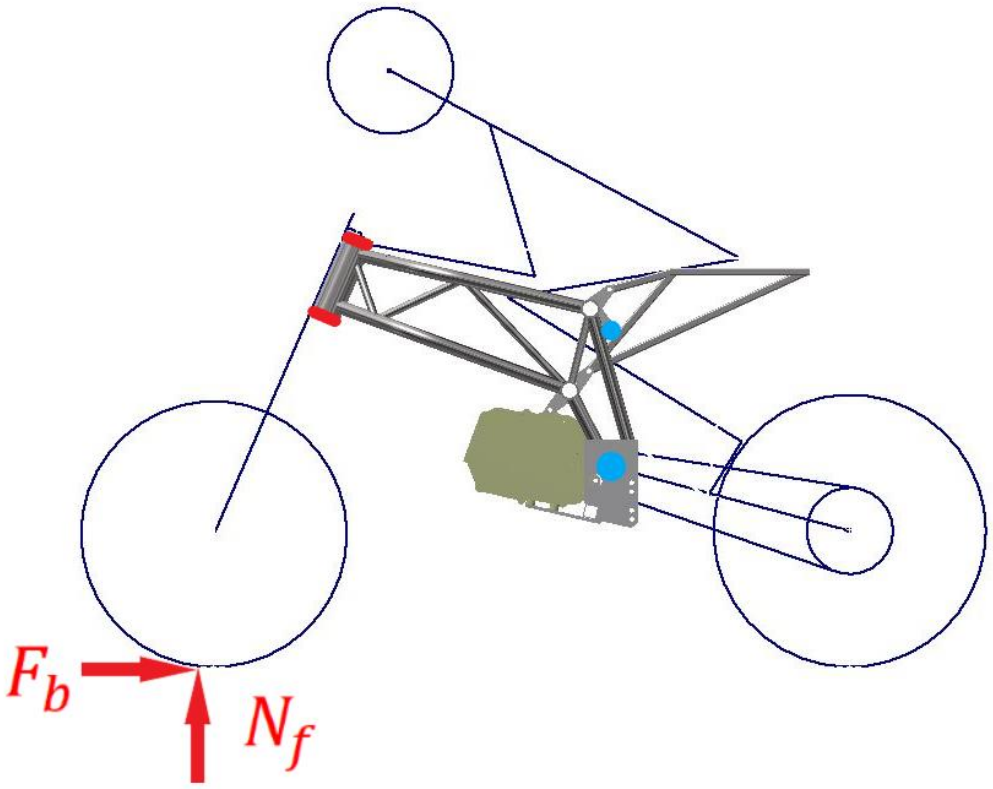
Čím bude mít síla F_b vyšší hodnotu, tím bude rám více namáhán, a proto jsou pro výpočet zvoleny následující hodnoty. Horizontální vzdálenost pozice společného těžiště motocyklu a jezdce za osou otáčení předního kola je zvolena ve své nejvyšší možné výše určené hodnotě $l_{tc} = 696\ mm$. Výška společného těžiště motocyklu a jezdce byla zvolena o velikosti $h_{tc} = 631\ mm$. Po dosazení hodnot do rovnice bylo získáno:

$$F_b = \frac{200 \cdot 9{,}81 \cdot 696}{631} = 2164{,}1\ \text{N} \tag{31}$$

Svislé zatížení předního kola N_f je dáno rovnicí:

$$N_f = m_c \cdot g = 200 \cdot 9{,}81 = 1962\ N \tag{32}$$

Na rozdíl od výpočtu zátěžné síly F_b je v případě určování geometrie zátěžného stavu pro napětí v rámu nepříznivý stav, kdy je nulové propružení kol motocyklu. Proto bude v geometrii zátěžného stavu uvažována právě tato situace. Tento jev sice nemůže ve skutečnosti nikdy nastat, ale toto zjednodušení je na straně bezpečnosti. Zátěžný stav simulující maximální deceleraci motocyklu je na obrázku (Obrázek 57).



Obrázek 57 - Schéma zátěžného stavu simulujícího maximální deceleraci

Zátěžné síly působí na dosedací plochy ložisek v hlavě řízení. Válcové plochy otvorů v rámu pro osu zadní kyvné vidlice a válcové plochy otvorů pro uchycení centrální pružící jednotky jsou vetknuty. Napětí v okolí těchto ploch bude silně ovlivněno vetknutím a nebude odpovídat realitě.

Po zohlednění dynamického namáhání mají výsledné zátěžné síly následující hodnoty. Svislé zatížení předního kola má hodnotu $N_f = 5886\ N$ a brzdná síla na předním kole má hodnotu $F_b = 6492{,}3\ N$.

3.4.3 Zátěžný stav simulující maximální akceleraci motocyklu

Při návrhu tohoto zátěžného stavu bylo uvažováno, že limitním stavem pro maximální hnací sílu na zadním kole je okamžik, kdy se motocykl s jezdcem začne převracet vzad. Tento jev nastává ve chvíli, kdy je celé zatížení od hmotnosti motocyklu a jezdce přeneseno na zadní kolo. Podmínkou pro tento jev je platnost následující momentové rovnováhy:

$$m_c \cdot a_a \cdot h_{tc} = m_c \cdot g \cdot (p - l_{tc}) \tag{33}$$

Kde m_c je celková hmotnost motocyklu s jezdcem, a_a je zrychlení motocyklu, h_{tc} je výška společného těžiště motocyklu a jezdce, g je tíhové zrychlení, p je rozvor a l_{tc} horizontální vzdálenost pozice společného těžiště motocyklu a jezdce za osou otáčení předního kola. Hnací síla na zadním kole T je dána vztahem:

$$T = m_c \cdot a_a \tag{34}$$

Po dosazení této rovnice do předchozí a upravení je získán vztah:

$$T = \frac{m_c \cdot g \cdot (p - l_{tc})}{h_{tc}} \tag{35}$$

Zadní kolo je s hlavním rámem motocyklu spojeno prostřednictvím zadní kyvné vidlice a centrální pružící jednotky. Reakce v rámu na zátěžné síly při akceleraci motocyklu budou tedy v místě spojení zadní kyvné vidlice s rámem a v místě spojení centrální pružící jednotky s rámem. Reakce v těchto dvou místech budou záviset na aktuální propružení zadního kola. Tento jev kromě ovlivnění výšky společného těžiště motocyklu a jezdce h_{tc} ovlivní díky rozdílnému postavení zavěšení zadního kola i vzájemný poměr reakcí v těchto dvou místech. Předem není možné s jistotou určit, který z možných stavů bude pro namáhání rámu nejméně příznivý, proto budou propočítány oba extrémní stavy. První z nich je akcelerace při nulovém propružení zadního kola a druhý je akcelerace při maximálním propružení zadního kola. V obou případech bude uvažována minimální možná horizontální vzdálenost pozice společného těžiště motocyklu a jezdce za osou otáčení předního kola $l_{tc} = 464\ mm$. Při této hodnotě lze akcelerovat s nejvyšší hnací silou na zadním kole.

Pro případ zátěžného stavu při nulovém propružení zadního kola je výška společného těžiště motocyklu a jezdce $h_{tc} = 731\ mm$. Velikost hnací síly na zadním kole T pak bude dána vztahem:

$$T = \frac{m_c \cdot g \cdot (p - l_{tc})}{h_{tc}} = \frac{200 \cdot 9{,}81 \cdot (1160 - 464)}{731} = 1868{,}1\ \text{N} \tag{36}$$

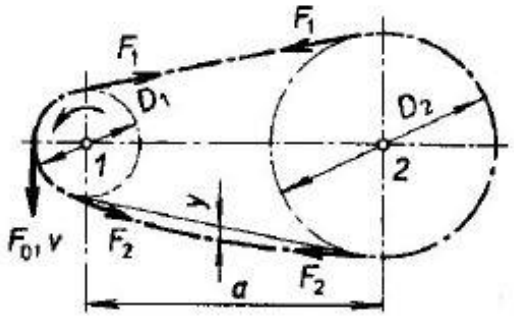
Pro případ zátěžného stavu při maximálním propružení zadního kola je určena výška společného těžiště motocyklu a jezdce $h_{tc} = 631\ mm$. Je uvažováno Velikost hnací síly na zadním kole T pak bude dána vztahem:

$$T = \frac{m_c \cdot g \cdot (p - l_{tc})}{h_{tc}} = \frac{200 \cdot 9{,}81 \cdot (1160 - 464)}{631} = 2164{,}1\ \text{N} \tag{37}$$

Svislé zatížení předního kola N_r je dáno rovnicí:

$$N_r = m_c \cdot g = 200 \cdot 9{,}81 = 1962\ N \tag{38}$$

Dalším zatížením v tomto zátěžném stavu jsou síly od řetězu sekundárního převodu. Silové poměry v řetězovém převodu jsou zakresleny na obrázku (Obrázek 58).



Obrázek 58 - Silové poměry v řetězovém převodu [55]

V tažné větvi řetězu je síla F_1, která je dána vztahem:

$$F_1 = F_o + F_C + F_m \tag{39}$$

Kde F_o je obvodová síla, F_C je tahová síla vyvozená odstředivou silou v řetězu a F_m je tahová síla způsobená hmotností řetězu. [55]

Ve volné větvi řetězu je síla F_2, která je dána vztahem:

$$F_2 = F_C + F_m \tag{40}$$

Kde F_C je tahová síla vyvozená odstředivou silou v řetězu a F_m je tahová síla způsobená hmotností řetězu. [55]

Obvodovou sílu F_o je možné určit z následující momentové rovnováhy:

$$F_o \cdot \frac{d_2}{2} = T \cdot R_r \tag{41}$$

$$F_o = \frac{2 \cdot T \cdot R_r}{d_2} \tag{42}$$

Kde d_2 je průměr roztečné kružnice zadního řetězového kola sekundárního převodu, T je hnací síla na zadním kole a R_r je poloměr zadního kola.

Tahová síla vyvozená odstředivou silou v řetězu F_C je dána vztahem:

$$F_C = m_1 \cdot v^2 \tag{43}$$

Kde m_1 je hmotnost $1\ m$ řetězu a v je rychlost řetězu. [55]

Největší zátěžné síly budou vznikat při nejvyšší rychlosti řetězu, při které je ještě motocykl teoreticky schopen přenést všechno zatížení na zadní kolo. Tuto rychlost řetězu v lze získat ze vztahu:

$$P = F_o \cdot \mathrm{v} \tag{44}$$

$$v = \frac{P}{F_o} \tag{45}$$

Kde F_o je obvodová síla a P je výkon motoru navrhovaného motocyklu. Při tomto výpočtu jsou zanedbány ztráty v hnacím ústrojí motocyklu, toto zjednodušení je na straně bezpečnosti.

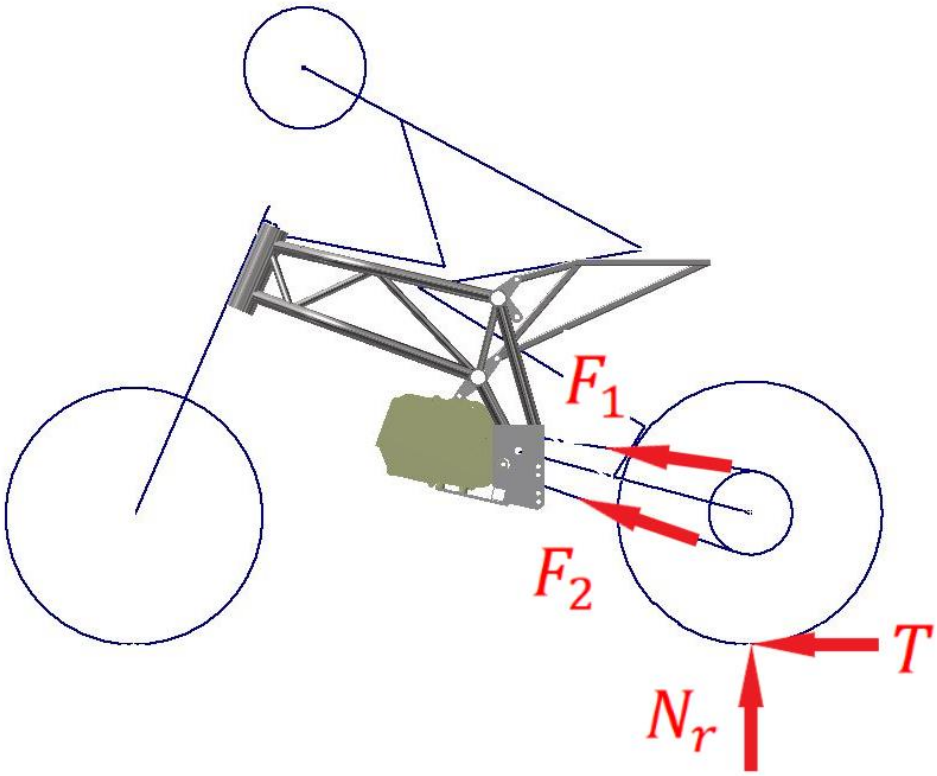
Tahová síla způsobená hmotností řetězu F_m je dána vztahem:

$$F_m \approx \frac{m_1 \cdot a^2}{80 \cdot y} \tag{46}$$

Kde m_1 je hmotnost $1\ m$ řetězu, a je osová vzdálenost řetězového převodu a y je průvěs řetězu. Průvěs řetězu y je vidět na obrázku (Obrázek 58). [55]

Pro řešení rovnic 39 až 46 byl využit software Microsoft Excel. Hodnota výkonu byla stanovena podle nejvýkonnější z uvažovaných pohonných jednotek $P = 18{,}64\ kW$, hodnota hmotnosti $1\ m$ řetězu byla určena podle údaje o hmotnosti řetězu na 100 článků $m_1 = 0{,}48\ kg$. Průvěs řetězu byl odhadnut na hodnotu $y = 5\ mm$, tento odhad je schválně zaměřen na nižší hodnotu, jelikož ta bude znamenat větší tahovou sílu způsobenou hmotností řetězu F_m. Údaj o osové vzdálenosti bude získán pomocí kódu v softwaru MATLAB R2023b, který byl využíván v kapitolách 3.2.4 Návrh geometrie zavěšení zadního kola a 3.2.6. Návrh pozice pohonné jednotky v rámu motocyklu. [56] [57]

Zátěžné síly jsou zakresleny na obrázku (Obrázek 59).



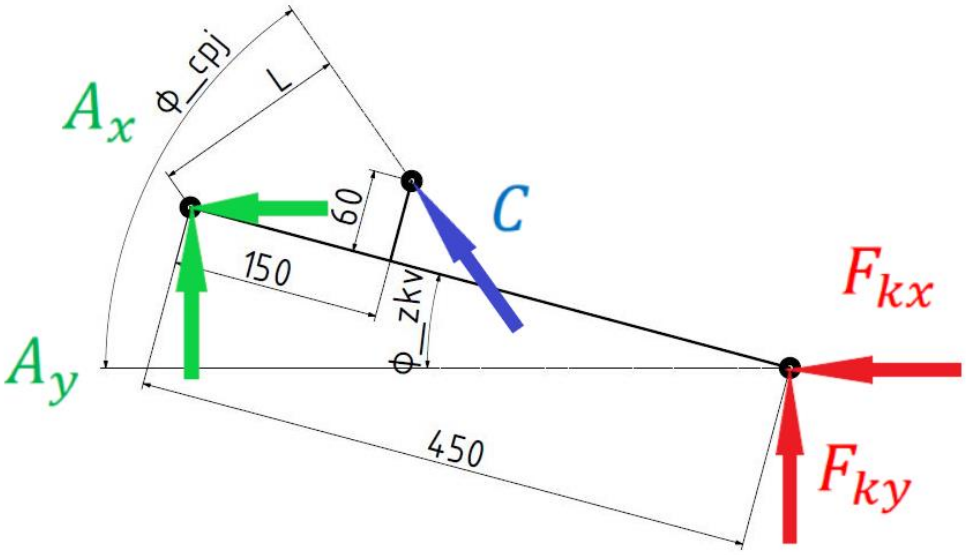
Obrázek 59 - Zátěžné síly při maximální akceleraci motocyklu

Působiště všech zátěžných sil bylo přeneseno do osy otáčení zadního kola, za účelem následného zatěžování zadní kyvné vidlice. V tomto místě byl proveden vektorový součet všech zátěžných sil podle vztahu a tím byla získána zátěžná síla zatěžující zadní kyvnou vidlici v místě připojení zadního kola F_k:

$$\overrightarrow{F_k} = \vec{T} + \overrightarrow{N_r} + \overrightarrow{F_1} + \overrightarrow{F_2} \tag{47}$$

Údaje o směrech vektorů zátěžných sil od řetězu pro obě počítané možnosti propružení byly získány pomocí kódu v softwaru MATLAB R2023b, který byl využíván v kapitolách 3.2.4 Návrh geometrie zavěšení zadního kola a 3.2.6. Návrh pozice pohonné jednotky v rámu motocyklu. Následně byla síla F_k rozložena na vodorovnou složku F_{kx} a svislou složku F_{ky}.

Na obrázku (Obrázek 60) je znázorněno zatěžování zadní kyvné vidlice. Údaje pro obě počítané možnosti propružení o aktuálním sklonu zadní kyvné vidlice ϕ_{zkv}, o aktuálním sklonu centrální pružící jednotky ϕ_{cpj} a o rameni L, na kterém působí síla v centrální pružící jednotce vzhledem k ose otáčení zadní kyvné vidlice, byly získány pomocí kódu v softwaru MATLAB R2023b, který byl využíván v kapitolách 3.2.4 Návrh geometrie zavěšení zadního kola a 3.2.6. Návrh pozice pohonné jednotky v rámu motocyklu.



Obrázek 60 - Schéma pro silovou rovnováhu zadní kyvné vidlice

Velikosti reakcí A_x, A_y, C a jejích složek C_x a C_y byly dopočítány pomocí softwaru Microsoft Excel z následujících rovnic:

$$F_{kx} + A_x + C_x = 0 \tag{48}$$

$$F_{ky} + A_y + C_y = 0 \tag{49}$$

$$C \cdot L + F_{ky} \cdot 450 \cdot \cos\phi_{zkv} - F_{kx} \cdot 450 \cdot \sin\phi_{zkv} = 0 \tag{50}$$

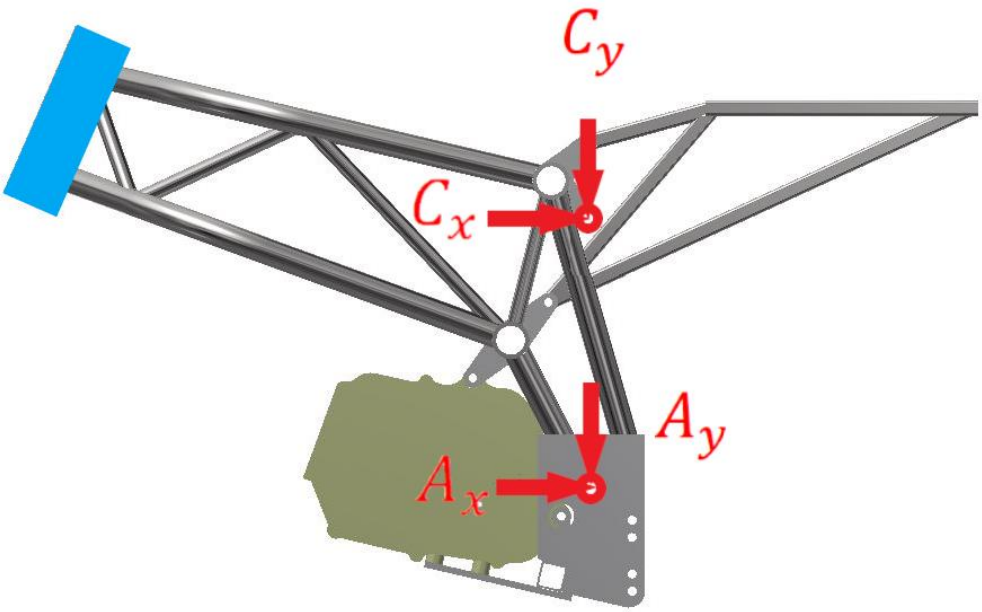
$$C_x = C \cdot \cos\phi_{cpj} \tag{51}$$

$$C_y = C \cdot \sin\phi_{cpj} \tag{52}$$

Kde F_{kx} je vodorovná složka síly zatěžující zadní kyvnou vidlici v místě připojení zadního kola, F_{ky} je svislá složka síly zatěžující zadní kyvnou vidlici v místě připojení zadního kola, L je délka ramene, na kterém působí síla v centrální pružící jednotce vzhledem k ose otáčení zadní kyvné vidlice, C je síla v centrální pružící jednotce, C_x je její vodorovná složka a C_y je její svislá složka. A_x je vodorovná reakce v místě spojení zadní kyvné vidlice s rámem, A_y je svislá reakce v místě spojení zadní kyvné vidlice s rámem, ϕ_{zkv} je aktuální sklon zadní kyvné vidlice a ϕ_{cpj} je aktuální sklon centrální pružící jednotky.

Schéma zátěžného stavu simulujícího maximální možnou akceleraci motocyklu je na obrázku (Obrázek 61). Směr šipek na obrázku neznamená očekávaný směr zátěžných sil, tyto směry vyšly ze zvolených směrů sil při tvorbě rovnic rovnováhy pro zadní kyvnou vidlici. Zátěžné síly jsou aplikovány na vnitřní válcové plochy připojovacích bodů zadní kyvné vidlice k rámu a centrální pružící jednotky k rámu podle schématu. Vnější válcová

plocha hlavy řízení je vetknuta. V okolí vetknutí bude vypočtené napětí silně ovlivněno a nebude odpovídat realitě.



Obrázek 61 - Schéma zátěžného stavu simulujícího maximální akceleraci motocyklu

Pro případ zátěžného stavu simulujícího maximální akceleraci motocyklu s nulovým propružením kol vyšly velikosti zátěžných sil v místě připojení zadní kyvné vidlice k rámu $A_x = -6244{,}54\ N$, $A_y = -823{,}92\ N$ a v místě připojení centrální pružící jednotky k rámu $C_x = -1441{,}60\ N$ a $C_y = -2058{,}82\ N$.

Pro případ zátěžného stavu simulujícího maximální akceleraci motocyklu s maximálním propružením kol vyšly velikosti zátěžných sil v místě připojení zadní kyvné vidlice k rámu $A_x = -6117{,}54\ N$, $A_y = 1768{,}27\ N$ a v místě připojení centrální pružící jednotky k rámu $C_x = -2857{,}97\ N$ a $C_y = -3347{,}46\ N$.

Tahová síla vyvozená odstředivou silou v řetězu F_C a tahová síla způsobená hmotností řetězu F_m nebyly ve výpočtu zanedbány, protože nebyly splněny podmínky pro jejich zanedbání předepsané. Podmínka pro zanedbání tahové síly vyvozené odstředivou silou v řetězu F_C je, že rychlost řetězu $v < 3\ m \cdot s^{-1}$. Podmínka pro zanedbání tahové síly způsobené hmotností řetězu F_m je, že osová vzdálenost řetězového převodu $a < 25 \cdot p$, kde p je rozteč zubů řetězového převodu. [55]

Výsledné velikosti těchto sil jsou pro případ maximální akcelerace za nulového propružení kol $F_C = 4{,}82\ N$ a $F_m = 0{,}33\ N$. Pro případ maximální akcelerace za současného maximálního propružení kol jsou tyto síly $F_C = 3{,}50\ N$ a $F_m = 0{,}33\ N$. Vzhledem

k velikosti obvodové síly v řetězu F_o, velikosti hnací síly T a velikosti zatížení zadního kola N_r mohou být síly F_c a F_m pro další výpočty zanedbány.

Pro případ zátěžného stavu simulujícího maximální akceleraci motocyklu s nulovým propružením kol vyšly velikosti zátěžných sil po zohlednění dynamického namáhání v místě připojení zadní kyvné vidlice k rámu $A_x = -18733{,}62\ N$, $A_y = -2471{,}76\ N$ a v místě připojení centrální pružící jednotky k rámu $C_x = -4324{,}8\ N$ a $C_y = -6176{,}46\ N$.

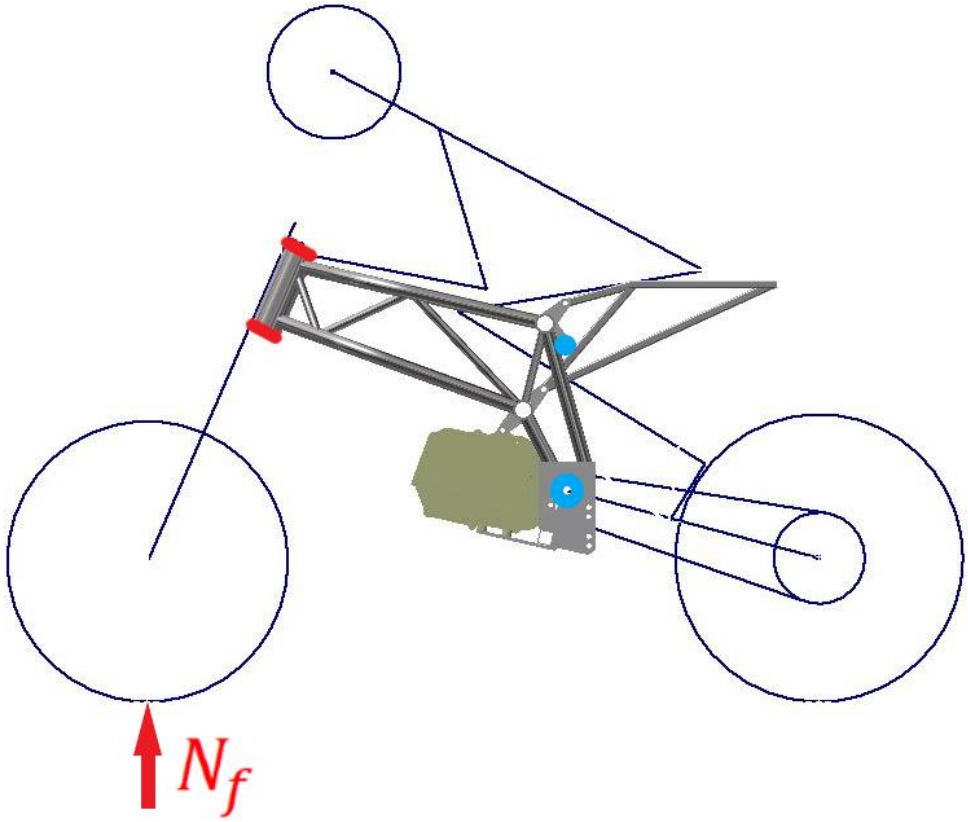
Pro případ zátěžného stavu simulujícího maximální akceleraci motocyklu s maximálním propružením kol vyšly velikosti zátěžných sil po zohlednění dynamického namáhání v místě připojení zadní kyvné vidlice k rámu $A_x = -18352{,}62\ N$, $A_y = 5304{,}81\ N$ a v místě připojení centrální pružící jednotky k rámu $C_x = -8573{,}91\ N$ a $C_y = -10042{,}38\ N$.

3.4.4 Zátěžné stavy simulující průjezd motocyklu zatáčkou na mezi adheze

Při zanedbání odporových sil, hnací síly, příčného posunutí těžiště jezdce a posunutí kontaktních bodů pneumatik s vozovkou po ploše pneumatik směrem k jejich bočnici působí na motocykl během průjezdu zatáčkou s konstantním poloměrem křivosti konstantní rychlostí zátěžné síly ve stejném směru (v lokálním souřadnicovém systému spojeném s rámem motocyklu) jako při statickém zatížení. V minulé kapitole bylo zjištěno, že tahová síla vyvozená odstředivou silou v řetězu F_C a tahová síla způsobená hmotností řetězu F_m mohou být také zanedbány.

Během průjezdu zatáčkou působí na motocykl a jezdce přetížení úměrné úhlu náklonu motocyklu okolo podélné osy φ_i. Tento úhel je měřený od svislé roviny. Jako limitní úhel náklonu bude pro účely výpočtu těchto zátěžných stavů brána hodnota $\varphi_i = 60\ °$. Této hodnoty mohou dosáhnout závodní motocykly za velmi příznivých adhezních podmínek. Během takového náklonu působí na motocykl a jezdce celkové přetížení o velikosti $2\ G$. Pro účely simulace bude situace průjezdu zatáčkou na mezi adheze rozdělena na dva zátěžné stavy.

První z těchto zátěžných stavů bude simulovat silové působení v kontaktním bodě pneumatiky předního kola s vozovkou. Schéma tohoto zátěžného stavu je na obrázku (Obrázek 62). Zátěžná síla N_f působí na dosedací plochy ložisek v hlavě řízení. Válcové plochy otvorů pro osu zadní kyvné vidlice a válcové plochy pro otvorů pro uchycení centrální pružící jednotky jsou vetknuty, napětí v této oblasti bude silně ovlivněno vetknutím a nebude odpovídat realitě.



Obrázek 62 - Schéma zátěžného stavu simulujícího namáhání silou v kontaktním bodě přední pneumatiky s vozovkou při průjezdu zatáčkou

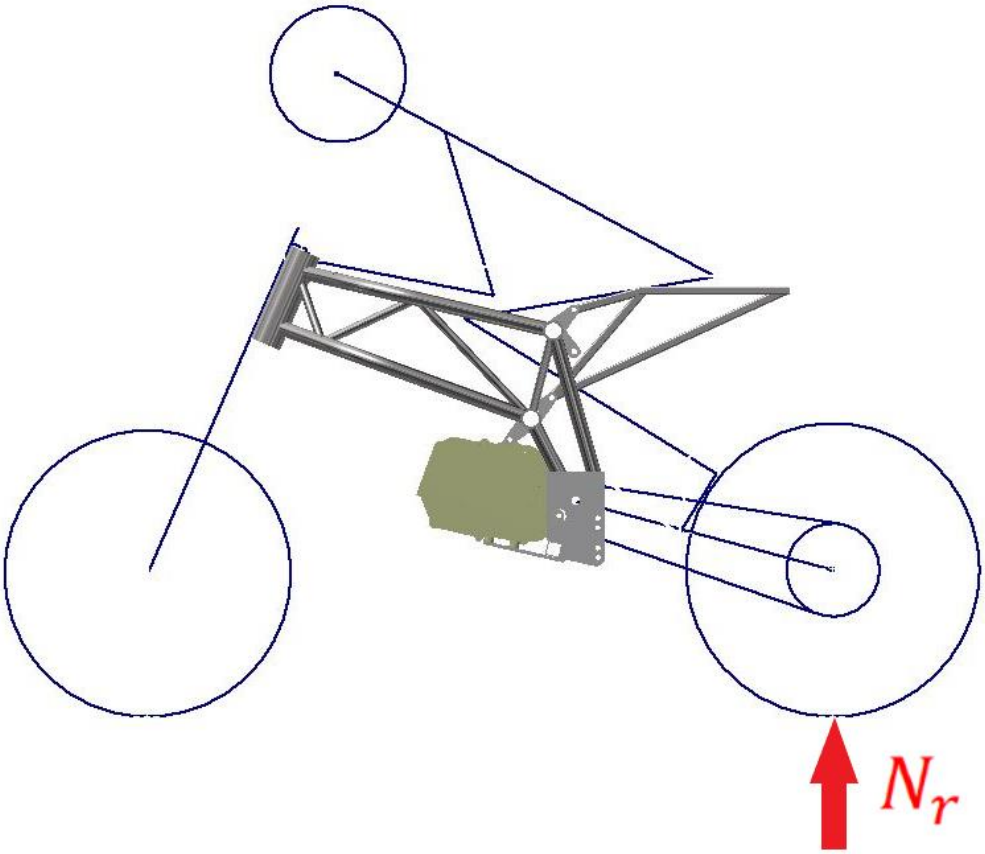
Velikost zatížení na předním kole N_f je dána rovnicí:

$$N_f = m_c \cdot 2 \cdot g \cdot \frac{p - l_{tc}}{p} = 200 \cdot 2 \cdot 9{,}81 \cdot \frac{1160 - 464}{1160} = 2354{,}4\ N \quad (53)$$

Kde m_c je celková hmotnost motocyklu s jezdcem, g je tíhové zrychlení, p je rozvor a l_{tc} horizontální vzdálenost pozice společného těžiště motocyklu a jezdce za osou otáčení předního kola. Hodnota horizontální vzdálenosti pozice společného těžiště motocyklu a jezdce za osou otáčení předního kola byla zvolena ve své minimální hodnotě $l_{tc} = 464\ mm$, tato volba znamená nejvyšší možné namáhání rámu v tomto zátěžném stavu.

Po zohlednění dynamického namáhání má výsledná zátěžná síla hodnotu $N_f = 7063{,}2\ N$.

Druhý ze zátěžných stavů bude simulovat silové působení v kontaktním bodě pneumatiky zadního kola s vozovkou. Zatížení zadního kola N_r, ze kterého budou dopočítány zátěžné síly působící na rám motocyklu je na obrázku (Obrázek 63).



Obrázek 63 - Zátěžná síla působící na zadní kolo při průjezdu zatáčkou

Velikost zatížení na zadním kole N_r je dána rovnicí:

$$N_r = m_c \cdot 2 \cdot g \cdot \frac{l_{tc}}{p} = 200 \cdot 2 \cdot 9{,}81 \cdot \frac{696}{1160} = 2354{,}4\ N \tag{54}$$

Kde m_c je celková hmotnost motocyklu s jezdcem, g je tíhové zrychlení, p je rozvor a l_{tc} horizontální vzdálenost pozice společného těžiště motocyklu a jezdce za osou otáčení předního kola. Hodnota horizontální vzdálenosti pozice společného těžiště motocyklu a jezdce za osou otáčení předního kola byla zvolena ve své maximální hodnotě $l_{tc} = 696\ mm$, tato volba znamená nejvyšší možné namáhání rámu v tomto zátěžném stavu.

Schéma pro výpočet silové rovnováhy na zadní kyvné vidlici je na obrázku (Obrázek 60). Velikosti reakcí A_x, A_y, C a jejích složek C_x a C_y byly dopočítány pomocí softwaru Microsoft Excel z následujících rovnic:

$$F_{kx} + A_x + C_x = 0 \tag{55}$$

$$F_{ky} + A_y + C_y = 0 \tag{56}$$

$$C \cdot L + F_{ky} \cdot 450 \cdot \cos\phi_{zkv} - F_{kx} \cdot 450 \cdot \sin\phi_{zkv} = 0 \tag{57}$$

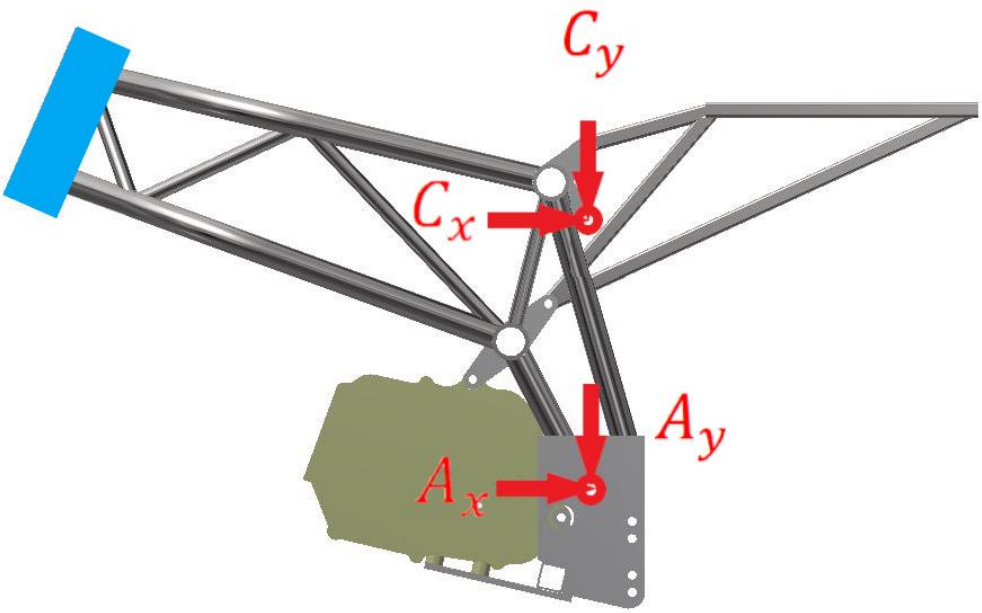
$$C_x = C \cdot \cos\phi_{cpj} \tag{58}$$

$$C_y = C \cdot \sin \phi_{cpj} \tag{59}$$

$$F_x = 0 \tag{60}$$

Kde F_{kx} je vodorovná složka síly zatěžující zadní kyvnou vidlici v místě připojení zadního kola, F_{ky} je svislá složka síly zatěžující zadní kyvnou vidlici v místě připojení zadního kola, L je délka ramene, na kterém působí síla v centrální pružící jednotce vzhledem k ose otáčení zadní kyvné vidlice, C je síla v centrální pružící jednotce, C_x je její vodorovná složka a C_y je její svislá složka. A_x je vodorovná reakce v místě spojení zadní kyvné vidlice s rámem, A_y je svislá reakce v místě spojení zadní kyvné vidlice s rámem, ϕ_{zkv} je aktuální sklon zadní kyvné vidlice a ϕ_{cpj} je aktuální sklon centrální pružící jednotky.

Schéma zátěžného stavu simulujícího namáhání rámu silou N_r v kontaktní bodě zadní pneumatiky s vozovkou je na obrázku (Obrázek 64). Směr šipek na obrázku neznamená očekávaný směr zátěžných sil, tyto směry vyšly ze zvolených směrů sil při tvorbě rovnic rovnováhy pro zadní kyvnou vidlici. Zátěžné síly jsou aplikovány na vnitřní válcové plochy připojovacích bodů zadní kyvné vidlice k rámu a centrální pružící jednotky k rámu podle schématu. Vnější válcová plocha hlavy řízení je vetknuta. V okolí vetknutí bude vypočtené napětí silně ovlivněno a nebude odpovídat realitě.



Obrázek 64 - Zátěžný stav simulující namáhání silou v kontaktním bodě zadní pneumatiky s vozovkou při průjezdu zatáčkou

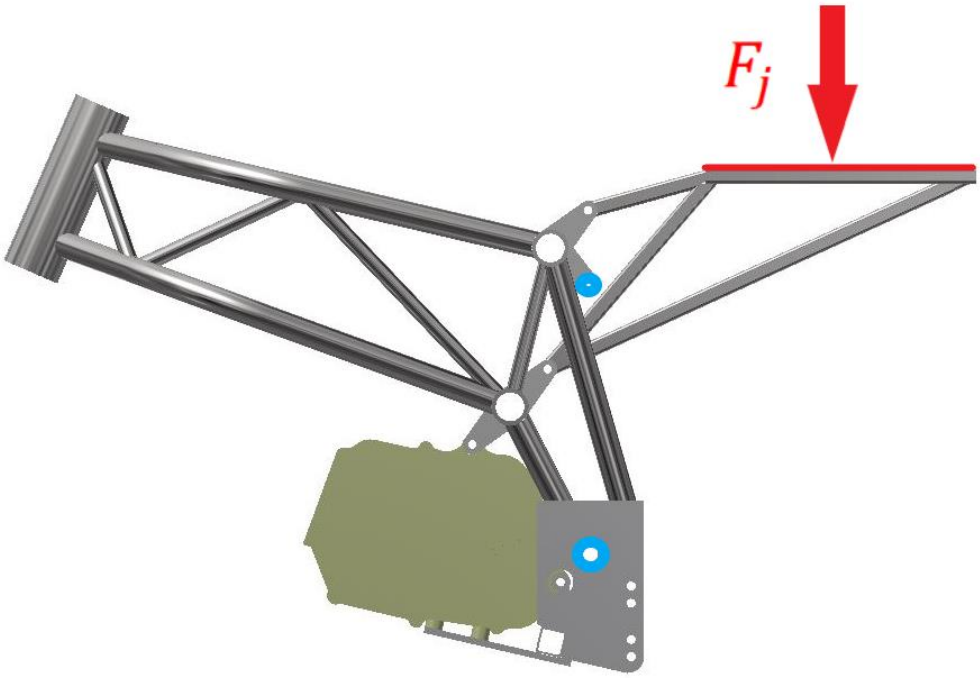
Zátěžný stav byl počítán pro případ maximálního propružení kol a velikosti zátěžných sil vyšly v místě připojení zadní kyvné vidlice k rámu $A_x = 4260{,}92\ N$, $A_y = 3031{,}92\ N$ a

v místě připojení centrální pružící jednotky k rámu $C_x = -4260{,}92\ N$ a $C_y = -5386{,}32\ N$.

Po zohlednění dynamického zatížení vyšly velikosti zátěžných sil v místě připojení zadní kyvné vidlice k rámu $A_x = 12782{,}76\ N$, $A_y = 9095{,}76\ N$ a v místě připojení centrální pružící jednotky k rámu $C_x = -12782{,}76\ N$ a $C_y = -16158{,}96\ N$.

3.4.1 Zátěžný stav pro kontrolu napětí v pomocném podsedlovém rámu

Extrémním případem namáhání pomocného podsedlového rámu je, kdy motocykl s jezdcem projíždí zatáčkou s celkovým přetížením o velikosti $2\ G$ a jezdec spočívá celou svojí vahou na sedle motocyklu. Schéma tohoto zátěžného stavu je na obrázku (Obrázek 65). Zátěžná síla F_j působí na horní vnější vodorovné plochy trubek čtvercového profilu pomocného podsedlového rámu. Válcové plochy otvorů pro osu zadní kyvné vidlice a válcové plochy otvorů pro uchycení centrální pružící jednotky jsou vetknuty, napětí v této oblasti bude silně ovlivněno vetknutím a nebude odpovídat realitě.



Obrázek 65 - Schéma zátěžného stavu pro kontrolu napětí v pomocném podsedlovém rámu

Velikost síly zatěžující pomocný podsedlový rám F_j je dána rovnicí:

$$F_j = m_j \cdot 2 \cdot g = 130 \cdot 2 \cdot 9{,}81 = 2354{,}4\ N \tag{61}$$

Kde m_j je hmotnost jezdce a g je tíhové zrychlení.

Výsledná velikost síly zatěžující pomocný podsedlový rám po zohlednění dynamického zatížení je $F_j = 7063{,}2\ N$.

3.5 Návrh rámu

3.5.1 Výběr softwaru pro tvorbu 3D modelu

Pro tvorbu 3D modelu rámu byl vybrán software Autodesk Inventor Professional 2023. Hlavními důvody pro použití tohoto softwaru byly předchozí zkušenosti autora práce s tímto softwarem a fakt, že Autodesk Inventor Professional 2023 je vybaven generátorem rámových konstrukcí. Zmíněný generátor značně usnadňuje tvorbu rámových konstrukcí a v návrhu rámu motocyklu kategorie Mini GP ho lze uplatnit pro tvorbu příhradové části hlavního rámu motocyklu a pro tvorbu pomocného podsedlového rámu.

3.5.2 Návrh rámu č. 1

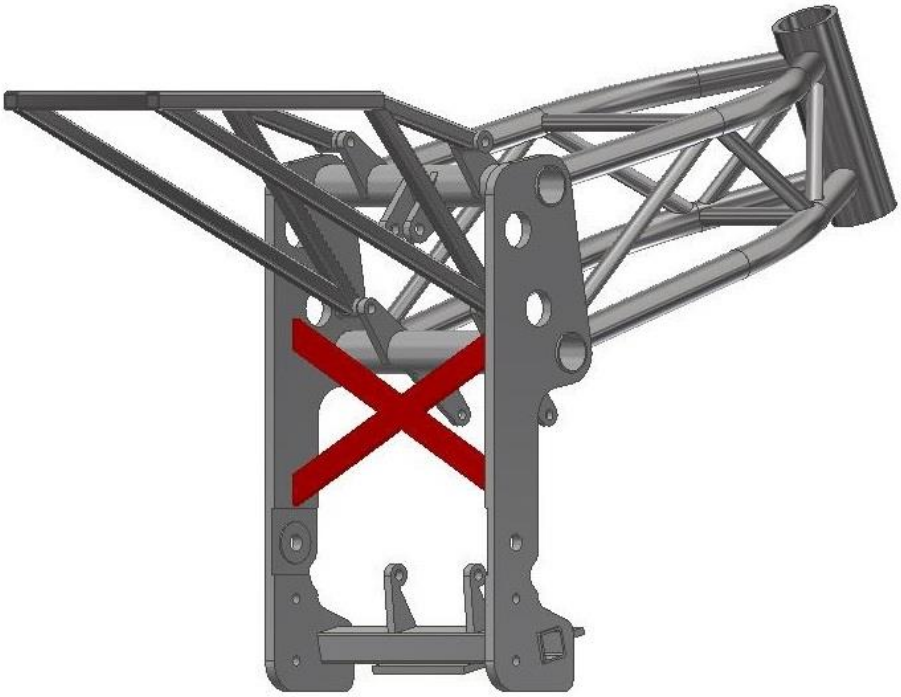
Jak bylo uvedeno již v kapitole 3.1.5 Volba konstrukčního řešení rámu, na základě informací uvedených v teoretické části této práce bylo rozhodnuto, že bude navrhován příhradový (mřížový) rám z ocelových trubek se samostatným pomocným podsedlovým rámem.

První z navržených rámů je vidět na obrázku (Obrázek 66).

Obrázek 66 - Rám č. 1

Rám byl navržen podle geometrie, která byla určena v praktické části této práce. Při návrhu rámu byl brán ohled na připojovací rozměry některých dalších dílů motocyklu a na zástavbový prostor pohonné jednotky a některých dalších dílů. Tento rám se vyznačuje

především velkými plechovými bočnicemi. Výhodou takovéhoto rámu by měla být především nižší technologická náročnost výroby. Pro zvýšení tuhosti byl rám osazen vzpěrou (Obrázek 67). Vzpěra je na obrázku zvýrazněna červenou barvou.

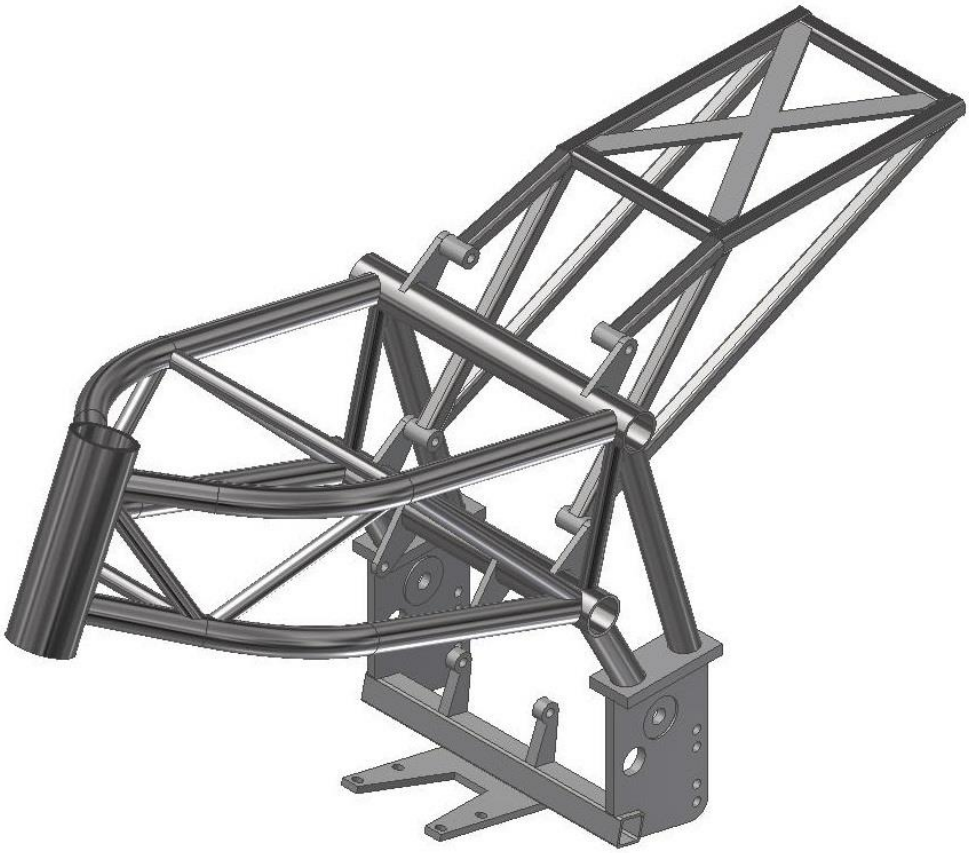


Obrázek 67 - Vzpěra rámu č. 1

Hmotnost tohoto rámu je $m_r = 13{,}276\ kg$.

3.5.3 Návrh rámu č. 2

Stejně jako v předcházejícím případě byl i tento rám navržen podle geometrie, která byla určena v praktické části této práce. Při návrhu rámu byl brán ohled na připojovací rozměry a zástavbový prostor pohonné jednotky a některých dalších dílů motocyklu. Druhý z navržených rámů je vidět na obrázku (Obrázek 68).



Obrázek 68 - Rám č. 2

Na rozdíl od prvního rámu není tento rám vybaven tak velkými plechovými bočnicemi. To by mělo mít za následek nižší hmotnost rámu a zároveň tento fakt umožňuje širší konstrukci přední příhradové části rámu, což by mělo vést k vyšší tuhosti rámu.

Hmotnost tohoto rámu je $m_r = 11{,}696\ kg$.

3.5.4 Materiály součástí rámů

Pro výrobu příhradových rámů závodních motocyklů se pro své vhodné vlastnosti běžně používají bezešvé trubky z chrommolybdenové oceli 15 130 podle ČSN nebo 25CrMo4 podle EN. Zásadní výhodou takových trubek je vysoká mez kluzu R_e a mez pevnosti R_m při relativně vysoké houževnatosti. Nevýhodou je pak vyšší cena těchto trubek. Další nevýhodou je, že by měl být rám z takových trubek po svaření vyžíhán, aby bylo zaručeno dosažení požadovaných vlastností svařovaných spojů. Další důležitou vlastností této oceli pro výrobu je zaručená podmíněná svařitelnost.

V návrzích rámů, které byly popsány v předchozích kapitolách se počítá s použitím bezešvých chrommolybdenových trubek (25CrMo4) pro příhradovou část rámu. Z tohoto materiálu jsou tedy všechny trubky kruhového průřezu kromě trubky tvořící hlavu rámu a trubiček tvořících část podsedlového rámu. Pro kontrolní výpočty napětí v rámu je důležitým údajem minimální mez kluzu $R_e = 700\ N \cdot mm^{-2}$. [*58*]

Ostatní části rámu jsou z konstrukční oceli 11 523 podle ČSN nebo S355J0 podle EN s minimální mezí kluzu $R_e = 355\ N \cdot mm^{-2}$. Jedná se o ocel se zaručenou svařitelností.

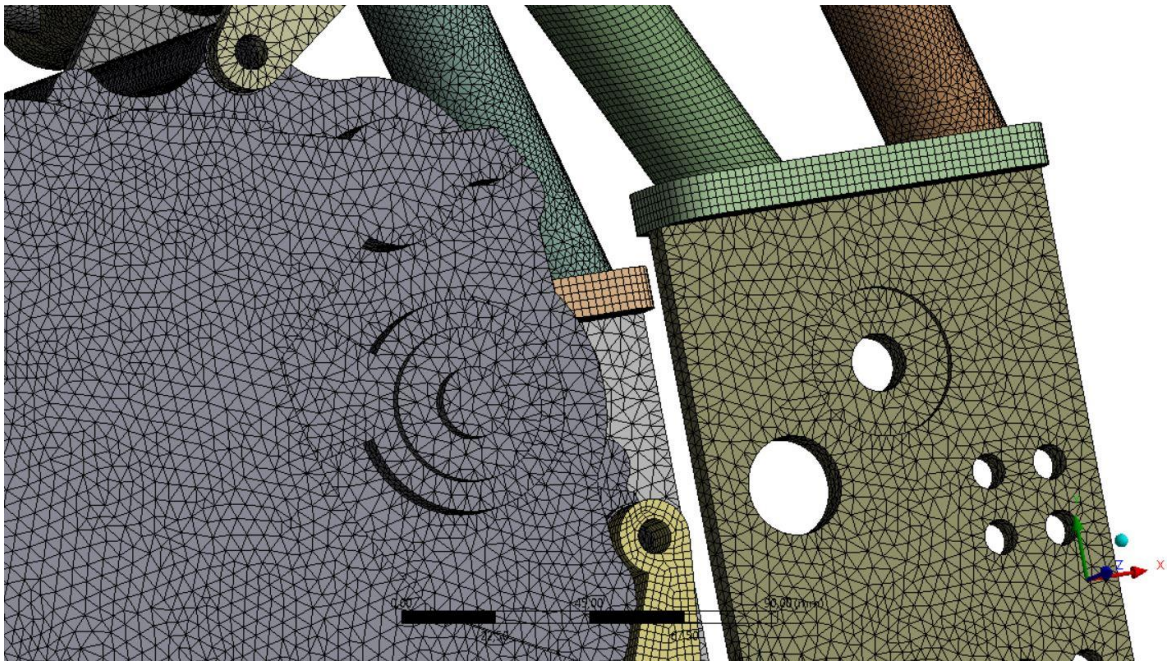
3.6 Základní informace o výpočetním modelu pro následující výpočty

Výpočty torzních tuhostí rámů K_{tr}, příčných tuhostí rámů K_{tp} a napětí σ byly provedeny pomocí softwaru Ansys 2021 R2.

Svary nebyly do výpočetního modelu zahrnuty, v místě svarů byly nastaveny pevné kontakty (bonded). Toto zjednodušení je na straně bezpečnosti, jelikož svar přidá do daného místa přídavný materiál, do kterého se bude zatížení rozkládat.

V místech šroubových spojů nebyly do modelu vloženy modely šroubů a případně matic. U takových spojů by bylo nutné nastavovat předpětí šroubového spoje a také frikční kontakty mezi odpovídajícími součástmi. To by vedlo k výraznému prodloužení výpočetních časů. Problém s pevností šroubových spojů není na základě praktických zkušeností očekáván. Velikost šroubů použitých pro připevnění pohonné jednotky do rámu motocyklu navíc nelze ovlivnit. Proto byly šroubové spoje nahrazeny pevnými kontakty (bonded).

Síťování modelu bylo převážně řízeno programem. Byly využity elementy typu solid a jejich globální velikost byla nastavena na hodnotu $2\ mm$. Při vytváření sítě byla snaha, aby co největší množství elementů byly hexahedrony. Jejich výhodou je větší přesnost simulace a kratší výpočetní čas. Ale vzhledem ke složitosti modelu je použito velké množství tetrahedronů. Síť byla zjemňována v místech kontaktů. Dále byla snaha o to, aby přes tloušťku stěny profilů, byly vždy alespoň 4 elementy. Příklad sítě je vidět na obrázku (Obrázek 69).

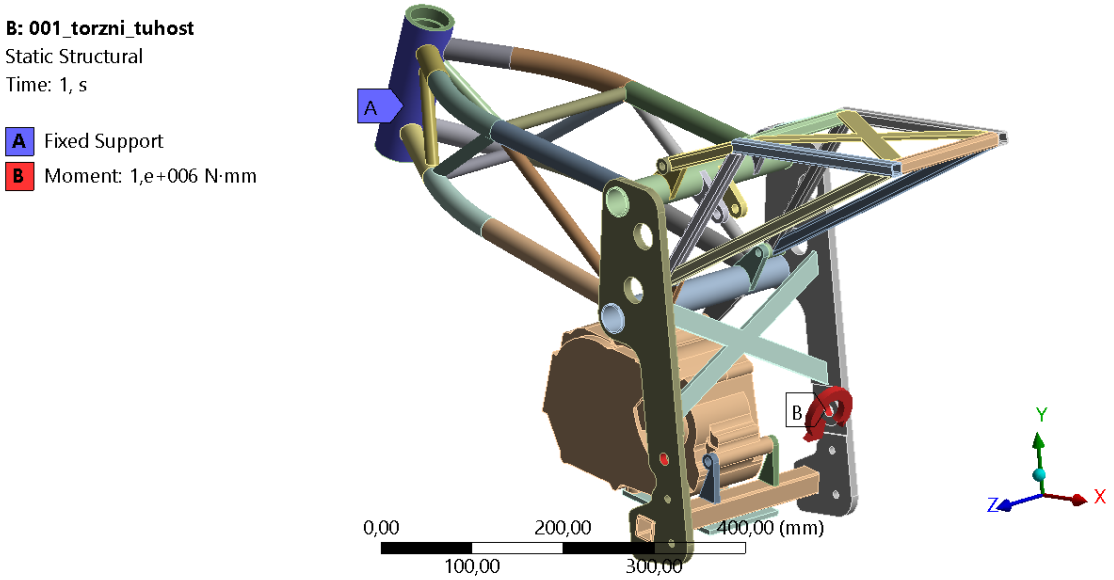


Obrázek 69 - Příklad sítě výpočetního modelu

3.7 Výpočet příčné a torzní tuhosti rámu

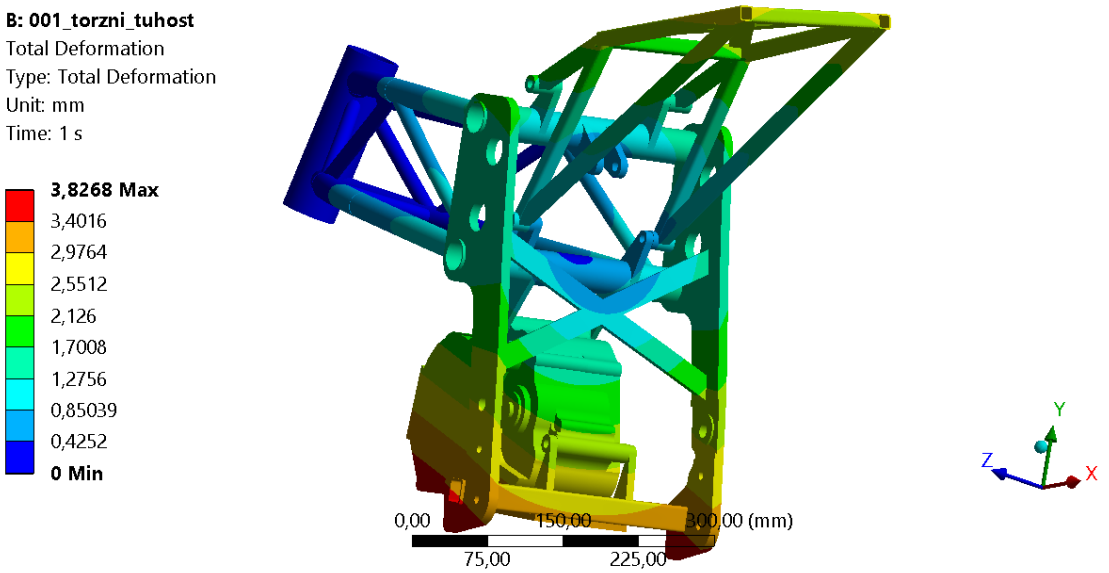
3.7.1 Výpočet torzní tuhosti rámu č. 1

Pro výpočet torzní tuhosti byl rám zatížen momentem $M_z = 1\ kN \cdot m$. Tento moment působí na vnitřní válcové plochy otvorů pro montáž osy zadní kyvné vidlice a vnější válcová plocha hlavy řízení je vetknuta. Vektor zátěžného momentu M_z má směr shodný s osou, okolo které se vyhodnocuje torzní tuhost rámu. Podmínky zatěžování jsou vidět na obrázku (Obrázek 70).



Obrázek 70 – Okrajové podmínky zatěžování pro výpočet torzní tuhosti rámu č. 1

Na obrázku (Obrázek 71) je vidět celková deformace rámu.



Obrázek 71 - Celková deformace rámu č. 1 při zatížení momentem pro určení torzní tuhosti rámu

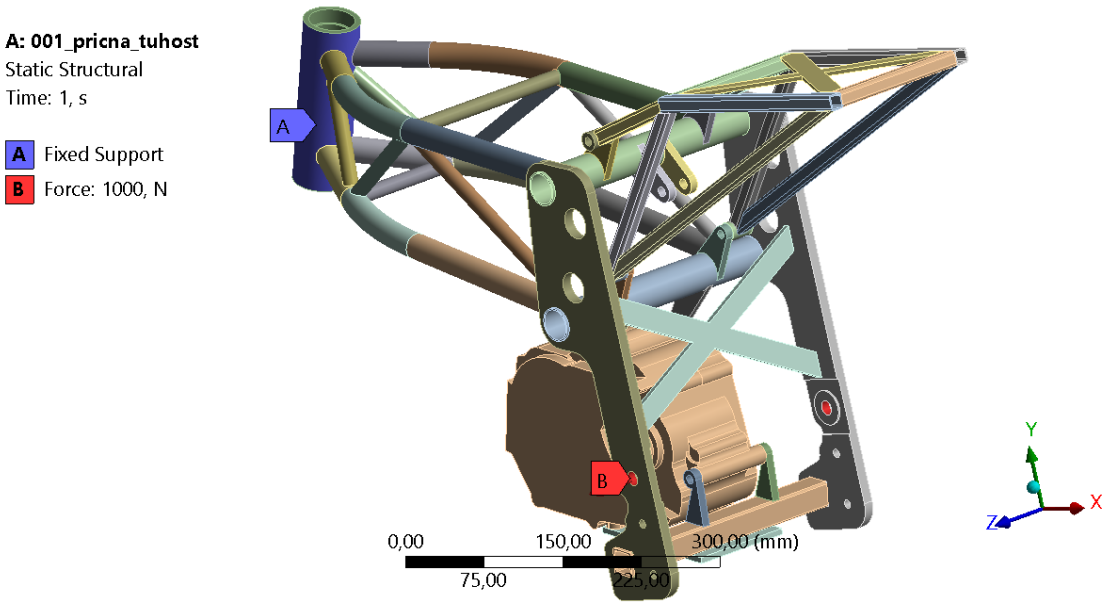
Z odečtených deformací v jednotlivých směrech v místě uložení osy zadní kyvné vidlice byl dopočítán úhel natočení tohoto místa okolo osy pro vyhodnocování torzní tuhosti rámu $\Delta\gamma = 0{,}71\ °$. Torzní tuhost rámu K_{tr} je pak dána rovnicí:

$$K_{tr} = \frac{M_z}{\Delta\gamma} = \frac{1}{0{,}71} = 1{,}41\ kN \cdot m \cdot {}^{\circ -1} \tag{62}$$

Kde K_{tr} je torzní tuhost rámu, M_z je zátěžný moment a $\Delta\gamma$ natočení okolo osy pro vyhodnocování torzní tuhosti.

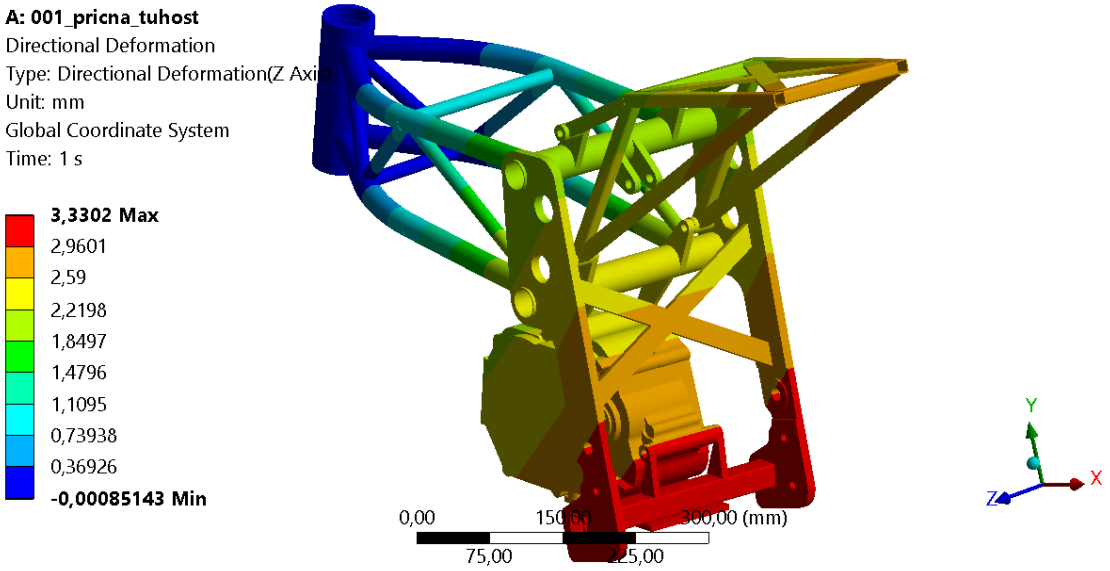
3.7.2 Výpočet příčné tuhosti rámu č. 1

Pro výpočet příčné tuhosti byl rám zatížen silou $F_{zp} = 1\ kN$. Tato síla působí na vnitřní válcové plochy otvorů pro montáž osy zadní kyvné vidlice a vnější válcová plocha hlavy řízení je vetknuta. Vektor zátěžné síly F_{zp} je kolmý na svislou podélnou rovinu rámu motocyklu. Podmínky zatěžování jsou vidět na obrázku (Obrázek 72).



Obrázek 72 – Okrajové podmínky zatěžování pro výpočet příčné tuhosti rámu č. 1

Na obrázku (Obrázek 73) je vidět deformace rámu v příčném směru.



Obrázek 73 - Příčná deformace rámu č. 1 při zatížení silou pro určení příčné tuhosti rámu

V místě uložení osy zadní kyvné vidlice byla odečtena deformace ve směru osy z o velikosti $\Delta z = 2{,}97\ mm$. Příčná tuhost rámu K_{tp} je pak dána rovnicí:

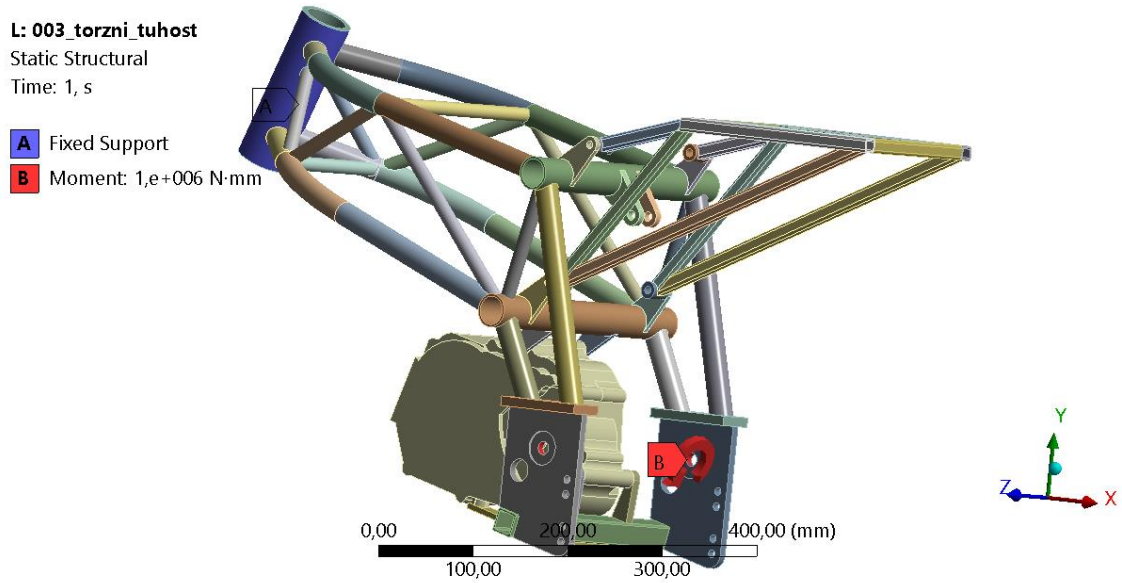
$$K_{tp} = \frac{F_{zp}}{\Delta z} = \frac{1}{2{,}97} = 0{,}34\ kN \cdot mm^{-1} \tag{63}$$

Kde K_{tp} je příčná tuhost rámu, F_{zp} je zátěžná síla a Δz je deformace ve směru osy z.

3.7.3 Výpočet torzní tuhosti rámu č. 2

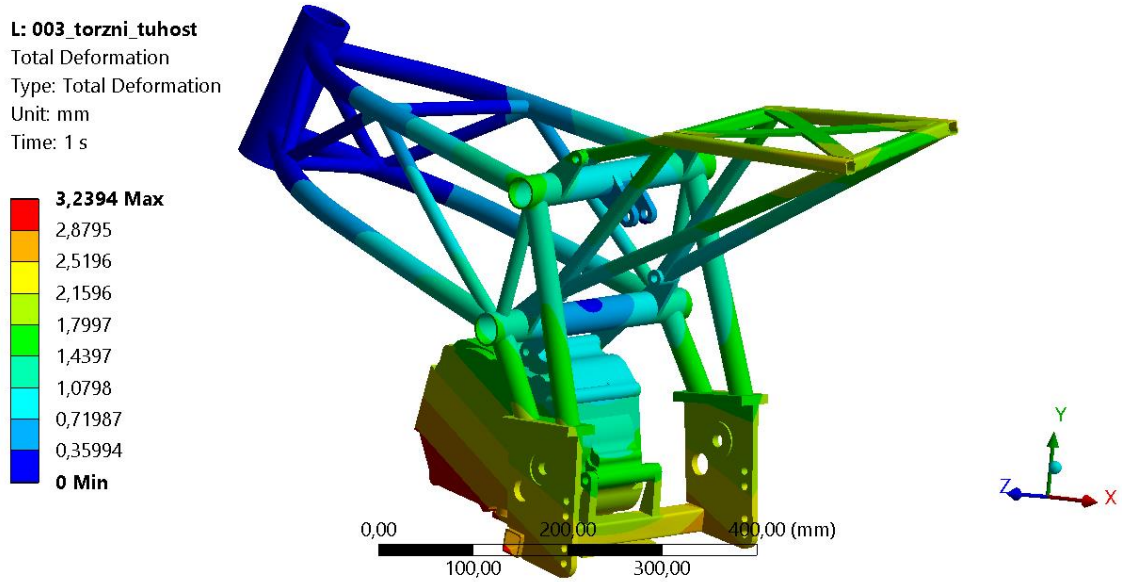
Pro výpočet torzní tuhosti byl rám zatížen momentem $M_z = 1\ kN \cdot m$. Tento moment působí na vnitřní válcové plochy otvorů pro montáž osy zadní kyvné vidlice a vnější

válcová plocha hlavy řízení je vetknuta. Vektor zátěžného momentu M_z má směr shodný s osou, okolo které se vyhodnocuje torzní tuhost rámu. Podmínky zatěžování jsou vidět na obrázku (Obrázek 74).



Obrázek 74 – Okrajové podmínky zatěžování pro výpočet torzní tuhosti rámu č. 2

Na obrázku (Obrázek 75) je vidět celková deformace rámu.



Obrázek 75 - Celková deformace rámu č. 2 při zatížení momentem pro určení torzní tuhosti rámu

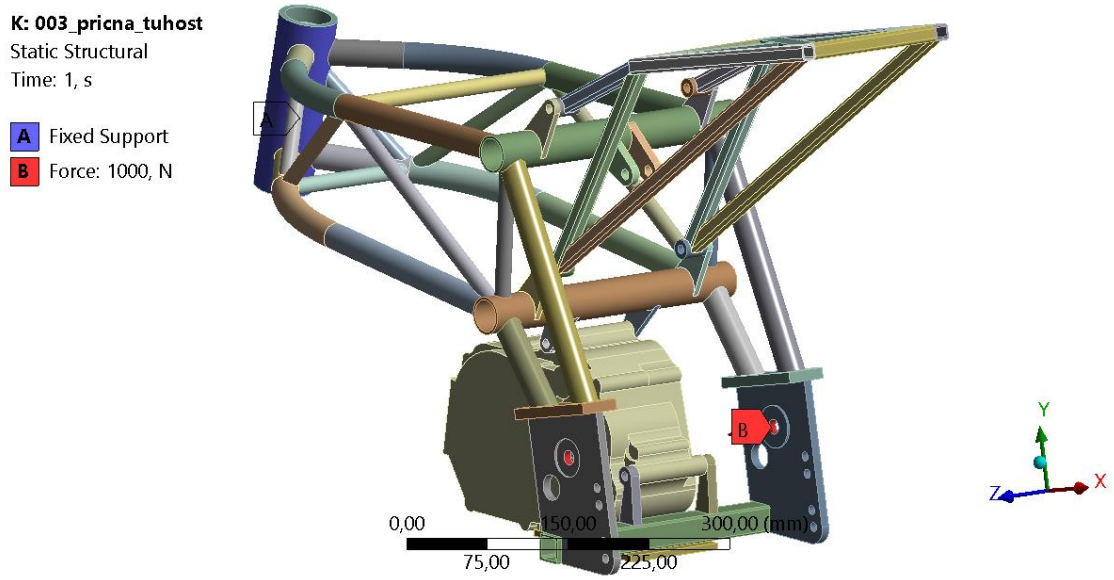
Z odečtených deformací v jednotlivých směrech v místě uložení osy zadní kyvné vidlice byl dopočítán úhel natočení tohoto místa okolo osy pro vyhodnocování torzní tuhosti rámu $\Delta\gamma = 0{,}72$ °. Torzní tuhost rámu K_{tr} je pak dána rovnicí:

$$K_{tr} = \frac{M_z}{\Delta\gamma} = \frac{1}{0{,}72} = 1{,}39\ kN \cdot m \cdot {}^{\circ -1} \tag{64}$$

Kde K_{tr} je torzní tuhost rámu, M_z je zátěžný moment a $\Delta\gamma$ natočení okolo osy pro vyhodnocování torzní tuhosti.

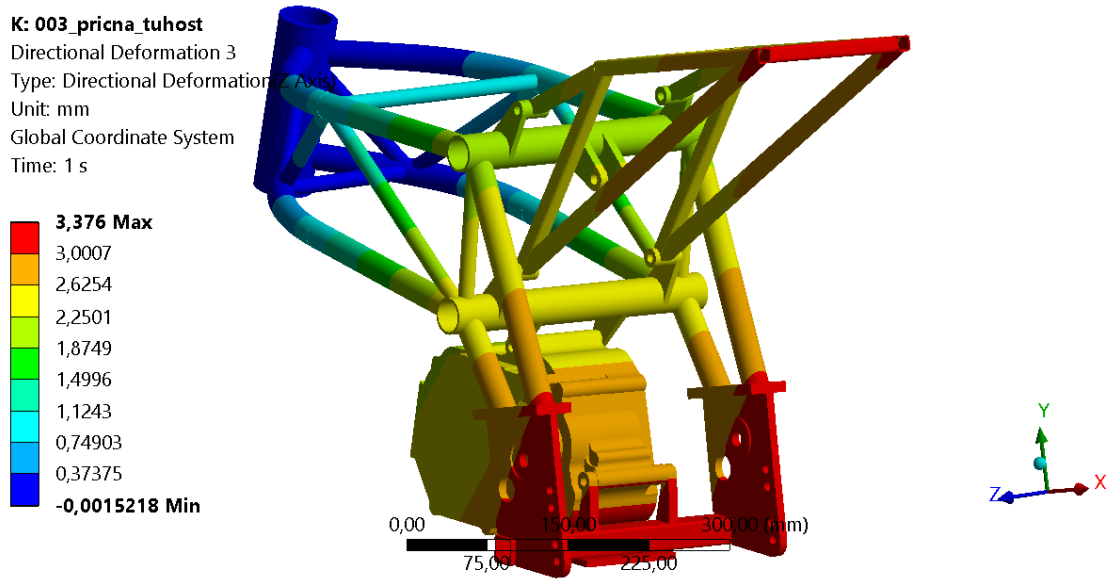
3.7.4 Výpočet příčné tuhosti rámu č. 2

Pro výpočet příčné tuhosti byl rám zatížen silou $F_{zp} = 1\ kN$. Tato síla působí na vnitřní válcové plochy otvorů pro montáž osy zadní kyvné vidlice a vnější válcová plocha hlavy řízení je vetknuta. Vektor zátěžné síly F_{zp} je kolmý na svislou podélnou rovinu rámu motocyklu. Podmínky zatěžování jsou vidět na obrázku (Obrázek 76).



Obrázek 76 – Okrajové podmínky zatěžování pro výpočet příčné tuhosti rámu č. 2

Na obrázku (Obrázek 77) je vidět deformace rámu v příčném směru.



Obrázek 77 - Příčná deformace rámu č. 2 při zatížení silou pro určení příčné tuhosti rámu

V místě uložení osy zadní kyvné vidlice byla odečtena deformace ve směru osy z o velikosti $\Delta z = 2{,}97\ mm$. Příčná tuhost rámu K_{tp} je pak dána rovnicí:

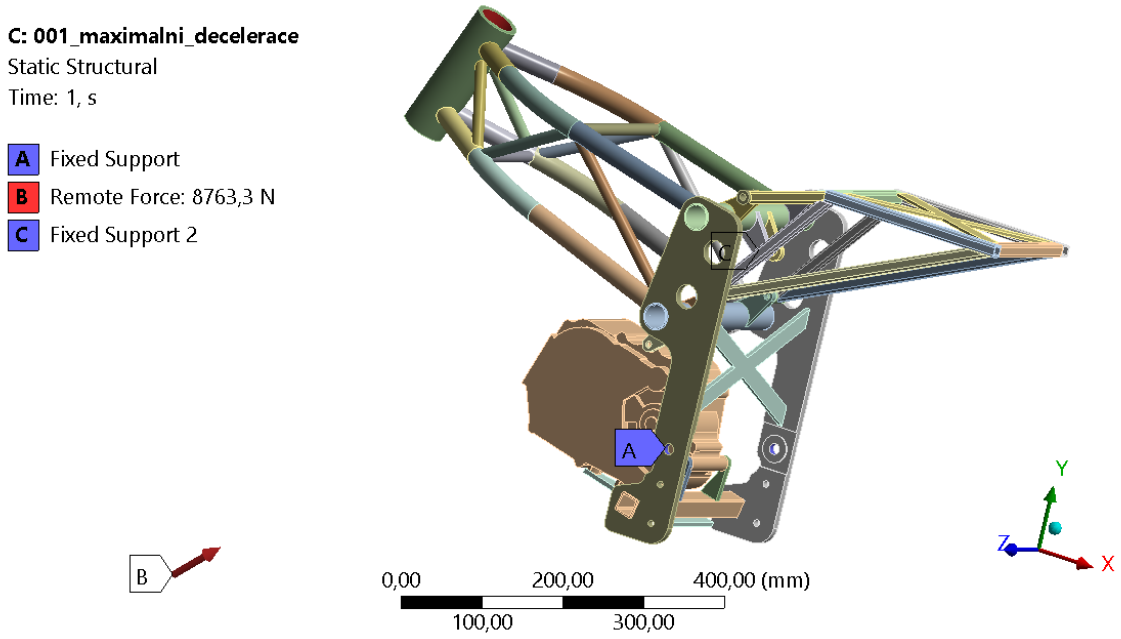
$$K_{tp} = \frac{F_{zp}}{\Delta z} = \frac{1}{3{,}04} = 0{,}33\ kN \cdot mm^{-1} \tag{65}$$

Kde K_{tp} je příčná tuhost rámu, F_{zp} je zátěžná síla a Δz je deformace ve směru osy z.

3.8 Výpočty pro kontrolu napětí v rámu

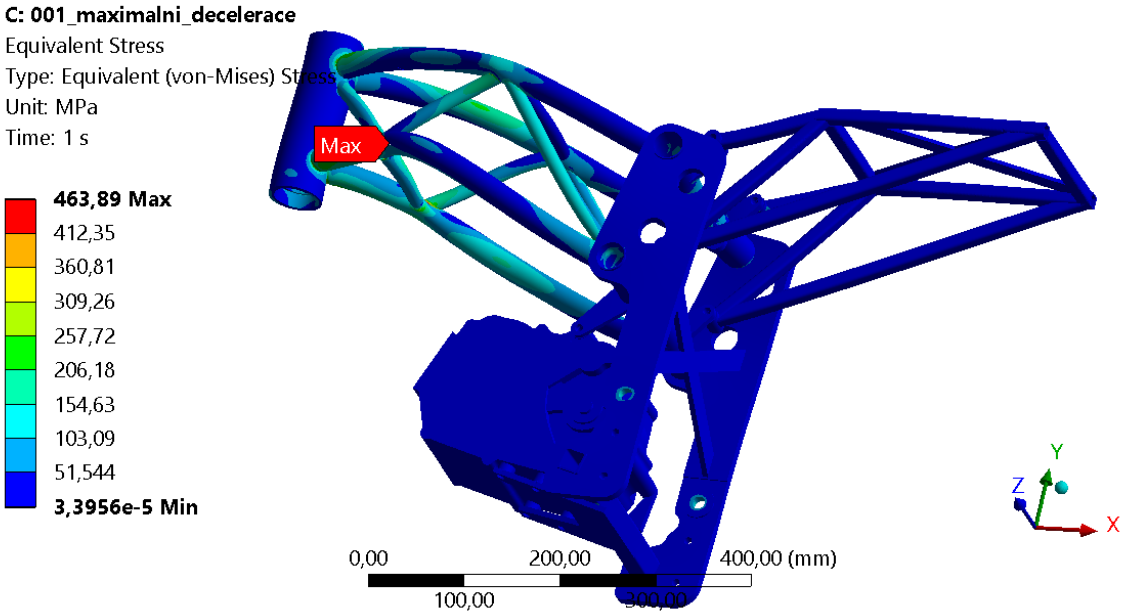
3.8.1 Kontrola napětí v rámu č. 1 - Zátěžný stav simulující maximální deceleraci motocyklu

V tomto zátěžném stavu jsou aplikovány následující zátěžné síly v kontaktním bodě pneumatiky předního kola s vozovkou. Svislé zatížení předního kola má hodnotu $N_f = 5886\ N$ a brzdná síla na předním kole má hodnotu $F_b = 6492{,}3\ N$. Tyto síly působí na dosedací plochy ložisek v hlavě řízení (všechny dosedací plochy spodního i horního ložiska). Vnitřní válcové plochy otvorů pro osu zadní kyvné vidlice a válcové plochy pro otvorů pro uchycení centrální pružící jednotky jsou vetknuty. Podmínky zátěžného stavu jsou vidět na obrázku (Obrázek 78).



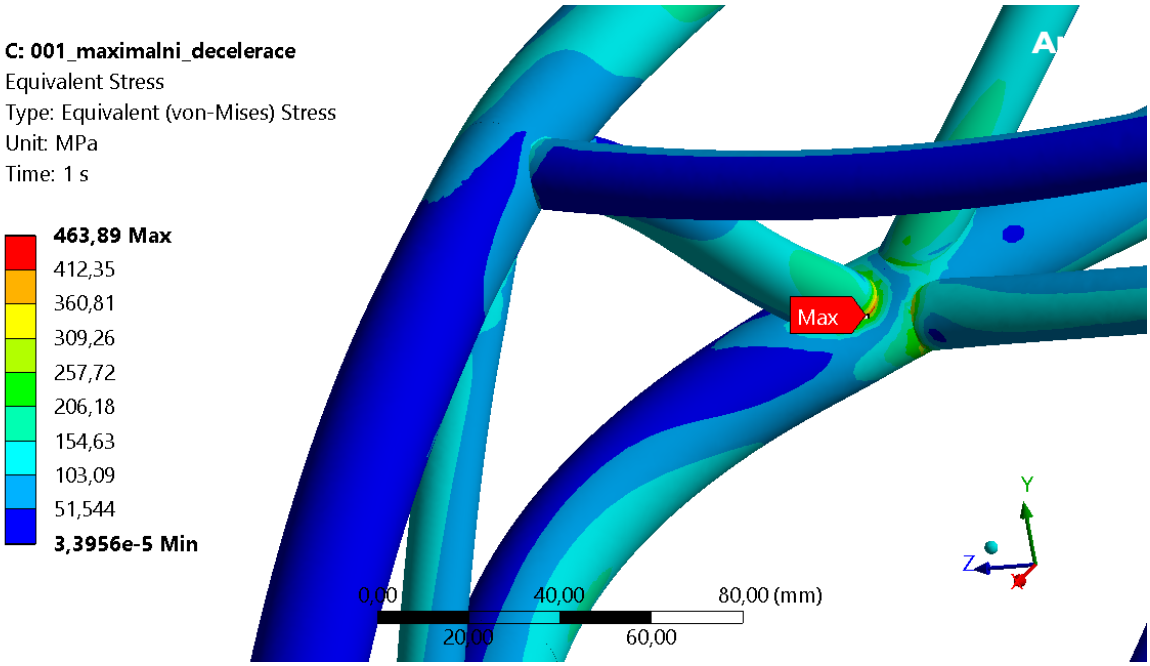
Obrázek 78 – Okrajové podmínky zátěžného stavu

Na obrázku (Obrázek 79) je vidět napětí σ (ekvivalentní von Misesovo) v rámu motocyklu po zatížení.



Obrázek 79 - Napětí v rámu po zatížení

Nejvyšší napětí vychází v místě v místě spojení trubek příhradové konstrukce (Obrázek 80). V žádném místě nedošlo k překročení příslušné meze kluzu materiálu R_e. Rám je z hlediska kontroly napětí tímto zátěžným stavem vyhovující.

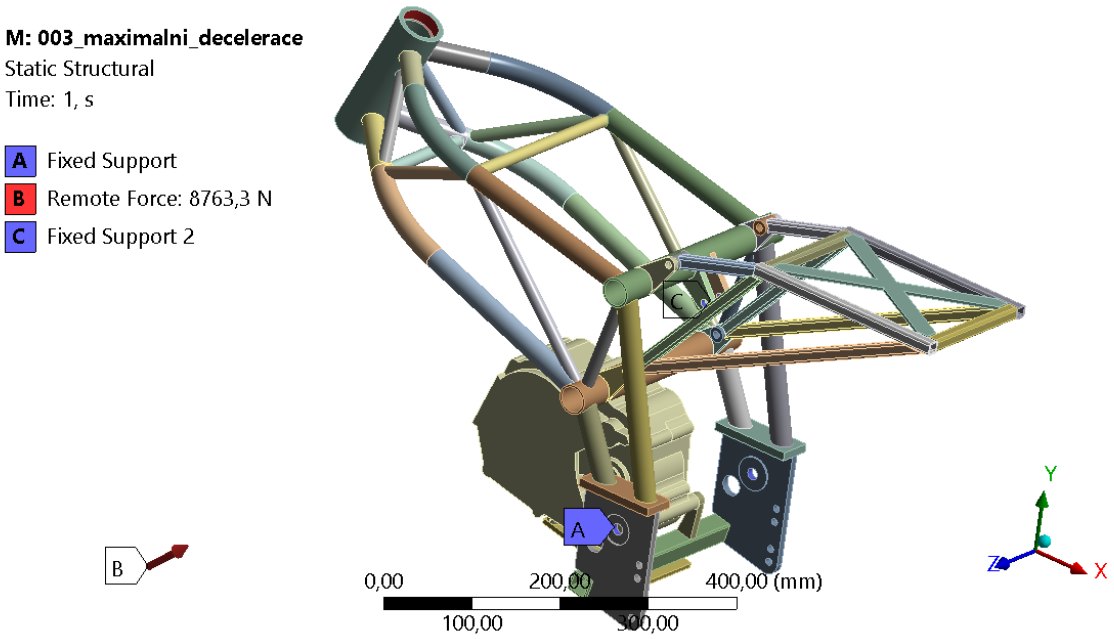


Obrázek 80 - Maximální napětí

3.8.2 Kontrola napětí v rámu č. 2 - Zátěžný stav simulující maximální deceleraci motocyklu

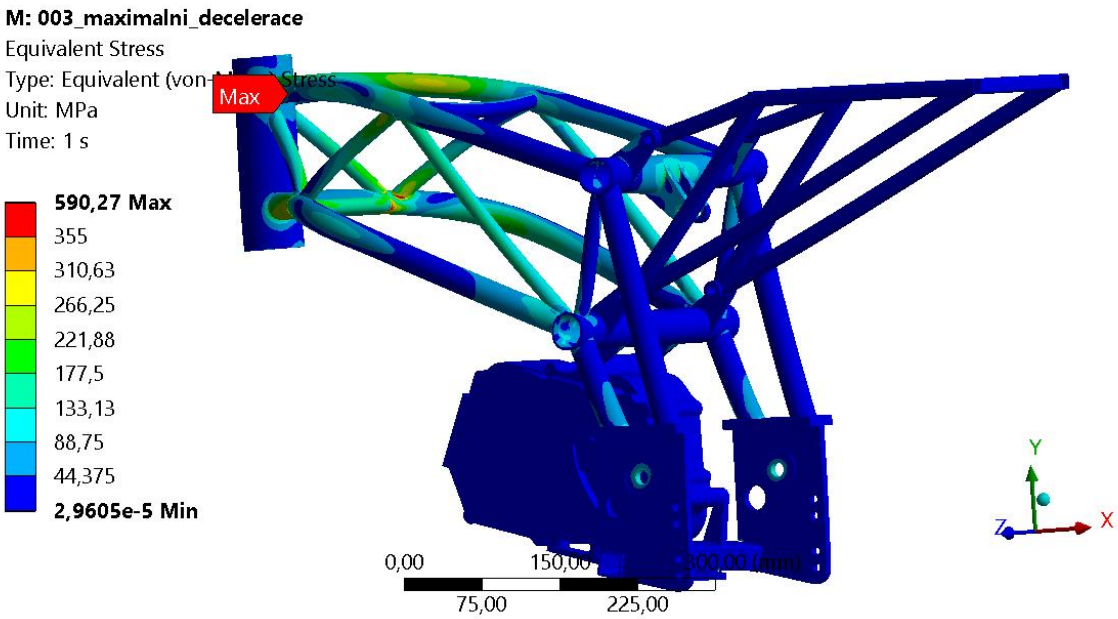
V tomto zátěžném stavu jsou aplikovány následující zátěžné síly v kontaktním bodě pneumatiky předního kola s vozovkou. Svislé zatížení předního kola má hodnotu $N_f = 5886\ N$ a brzdná síla na předním kole má hodnotu $F_b = 6492{,}3\ N$. Tyto síly působí na

dosedací plochy ložisek v hlavě řízení (dosedací plochy spodního i horního ložiska). Vnitřní válcové plochy otvorů pro osu zadní kyvné vidlice a vnitřní válcové plochy otvorů pro připojení centrální pružící jednotky jsou vetknuty. Podmínky zátěžného stavu jsou vidět na obrázku (Obrázek 81).



Obrázek 81 - Okrajové podmínky zátěžného stavu

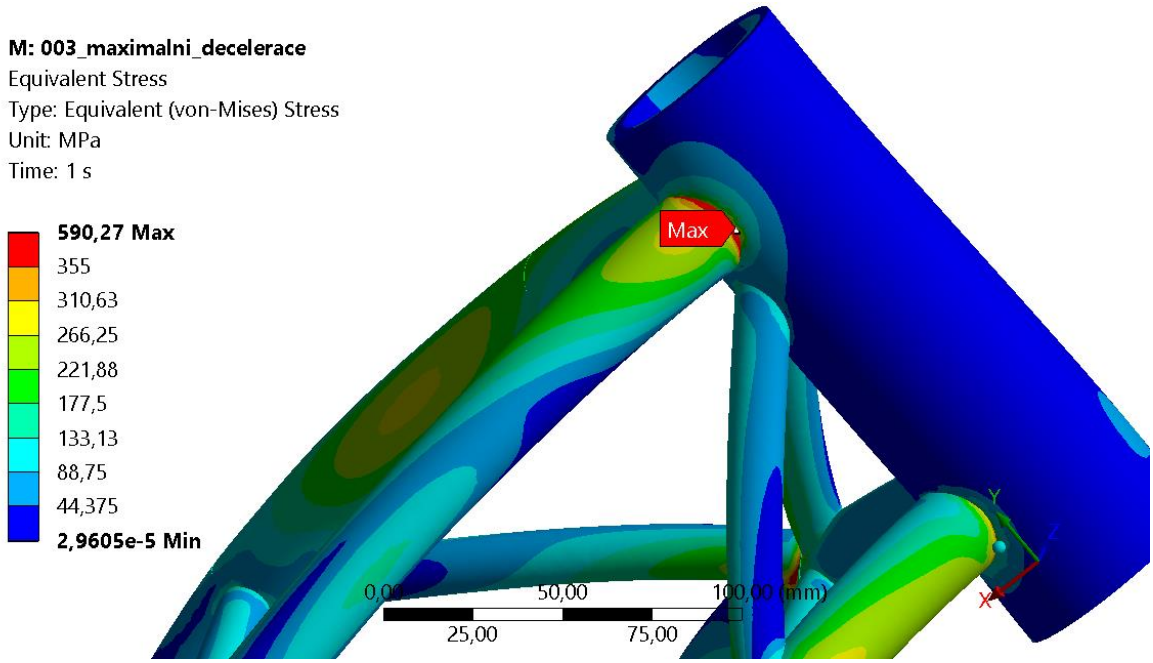
Na obrázku (Obrázek 82) je vidět napětí σ (ekvivalentní von Misesovo) v rámu motocyklu po zatížení.



Obrázek 82 - Napětí v rámu po zatížení

Nejvyšší napětí vychází v místě napojení příhradové konstrukce na trubku hlavy řízení (Obrázek 83). Oblast vysokého napětí není v materiálu trubky hlavy řízení. V žádném

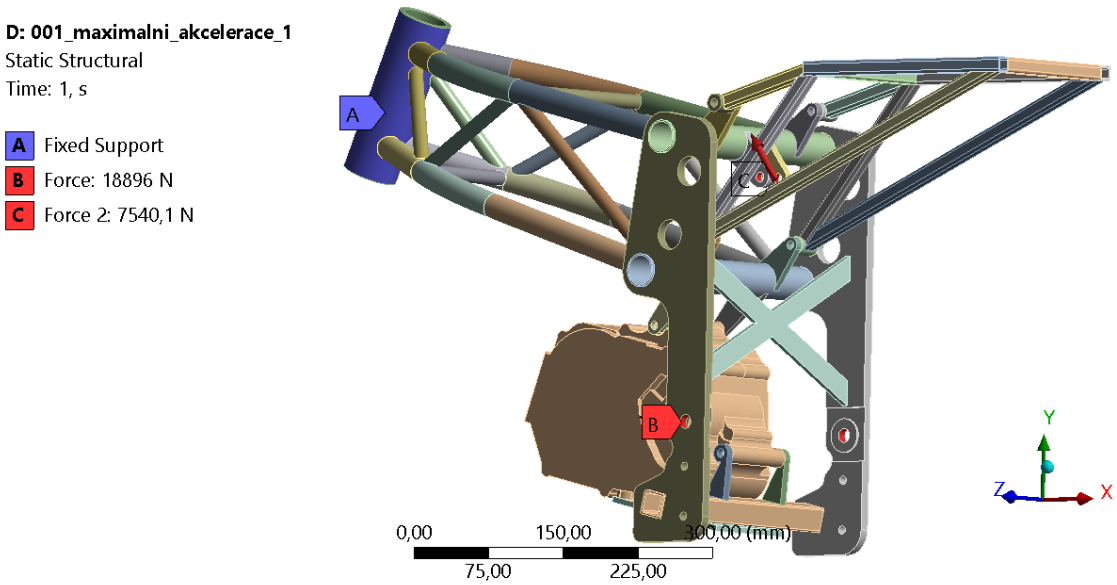
místě nedošlo k překročení příslušné meze kluzu materiálu R_e. Rám je z hlediska kontroly napětí tímto zátěžným stavem vyhovující.



Obrázek 83 - Maximální napětí

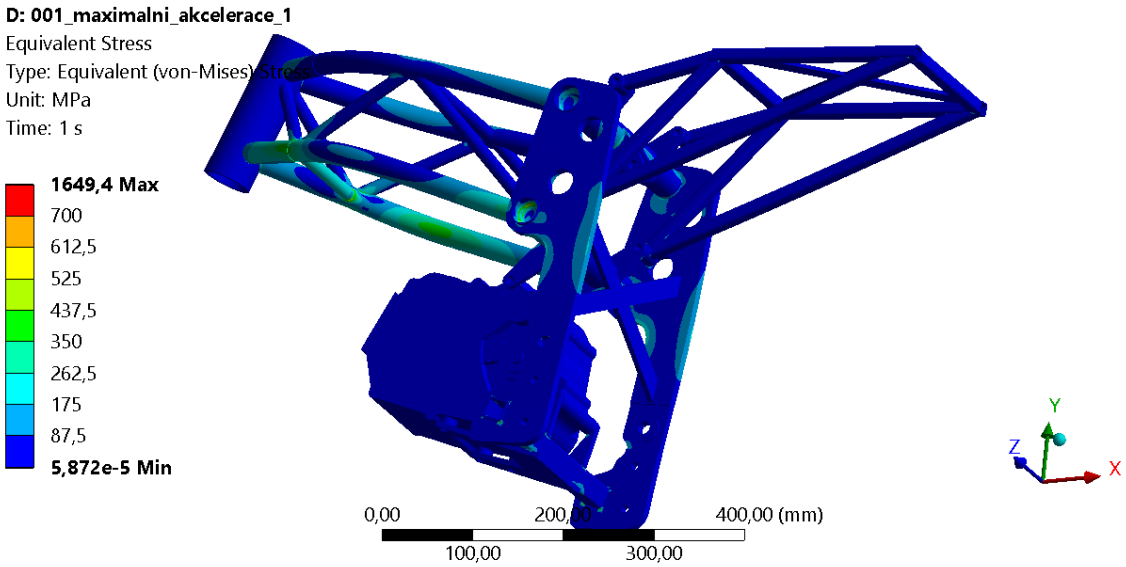
3.8.3 Kontrola napětí v rámu č. 1 – Zátěžný stav simulující maximální akceleraci motocyklu s nulovým propružením kol

V tomto zátěžném stavu simulujícím maximální akceleraci motocyklu s nulovým propružením kol byly použity zátěžné síly $A_x = -18733{,}62\ N$, $A_y = -2471{,}76\ N$ působící na vnitřní válcové plochy otvorů pro osu zadní kyvné vidlice a současně $C_x = -4324{,}8\ N$ a $C_y = -6176{,}46\ N$ působící na vnitřní válcové plochy otvorů pro připojení centrální pružící jednotky k rámu. Vnější válcová plocha hlavy řízení je vetknuta. Podmínky zátěžného stavu jsou vidět na obrázku (Obrázek 84).



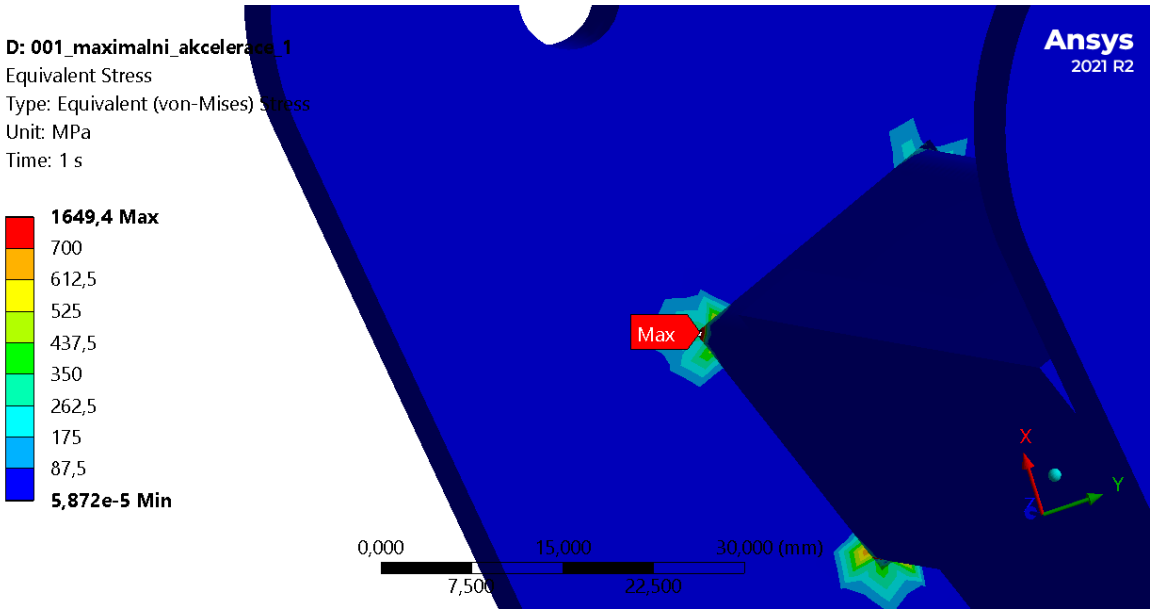
Obrázek 84 - Okrajové podmínky zátěžného stavu

Na obrázku (Obrázek 85) je vidět napětí σ (ekvivalentní von Misesovo) v rámu motocyklu po zatížení.



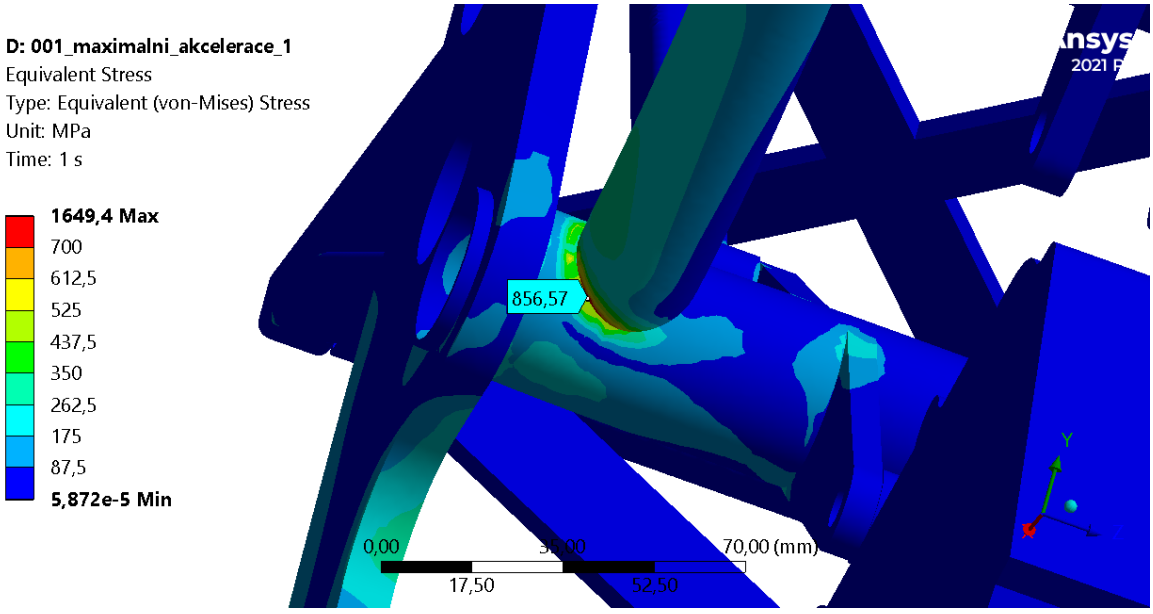
Obrázek 85 - Napětí v rámu po zatížení

Maximální hodnoty napětí vyšly v místech spojení vzpěry čtvercového profilu a plechové bočnice (Obrázek 86). Jedná se o bodové napětí, které je pravděpodobně důsledkem nedokonalosti výpočetního modelu.



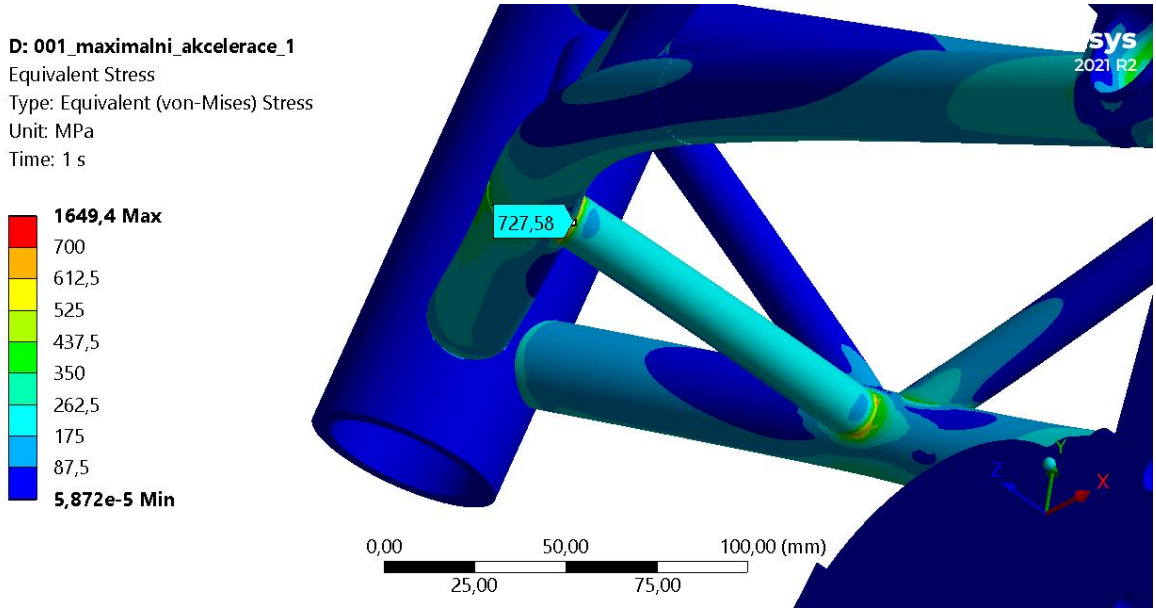
Obrázek 86 - Špička napětí v místě spojení vzpěry čtvercového profilu a plechové bočnice

Druhou oblastí, kde vyšlo vysoké napětí, je napojení spodních podélných trubek příhradové konstrukce na spodní příčnou trubku příhradové konstrukce (Obrázek 87). I toto napětí by mohlo být způsobeno nedokonalostí výpočetního modelu, toto tvrzení by muselo být ověřeno dalším výpočtem.



Obrázek 87 - Vysoké napětí v oblasti spojení trubek

Poslední místo, kde byla překročena příslušná hodnota meze kluzu je vidět na obrázku (Obrázek 88). Jedná so o oblast v blízkosti vetknutí a napětí neodpovídá reálnému stavu

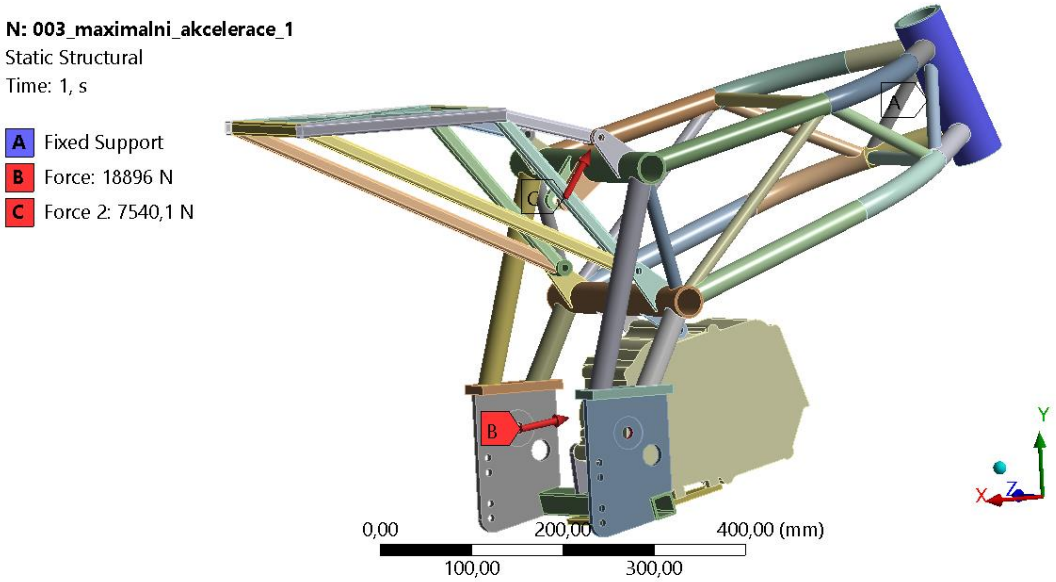


Obrázek 88 - Vysoké napětí ovlivněné vetknutím

při deceleraci motocyklu.

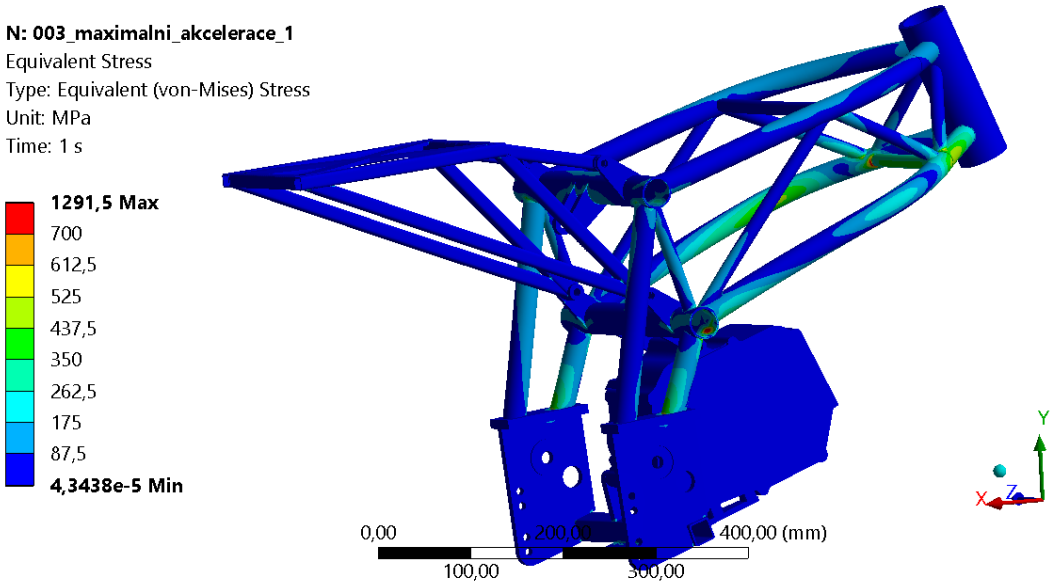
3.8.4 Kontrola napětí v rámu č. 2 – Zátěžný stav simulující maximální akceleraci motocyklu s nulovým propružením kol

V tomto zátěžném stavu simulujícím maximální akceleraci motocyklu s nulovým propružením kol byly použity zátěžné síly $A_x = -18733{,}62\ N$, $A_y = -2471{,}76\ N$ působící na vnitřní válcové plochy otvorů pro osu zadní kyvné vidlice a současně $C_x = -4324{,}8\ N$ a $C_y = -6176{,}46\ N$ působící na vnitřní válcové plochy otvorů pro připojení centrální pružící jednotky k rámu. Vnější válcová plocha hlavy řízení je vetknuta. Podmínky zátěžného stavu jsou vidět na obrázku (Obrázek 89).



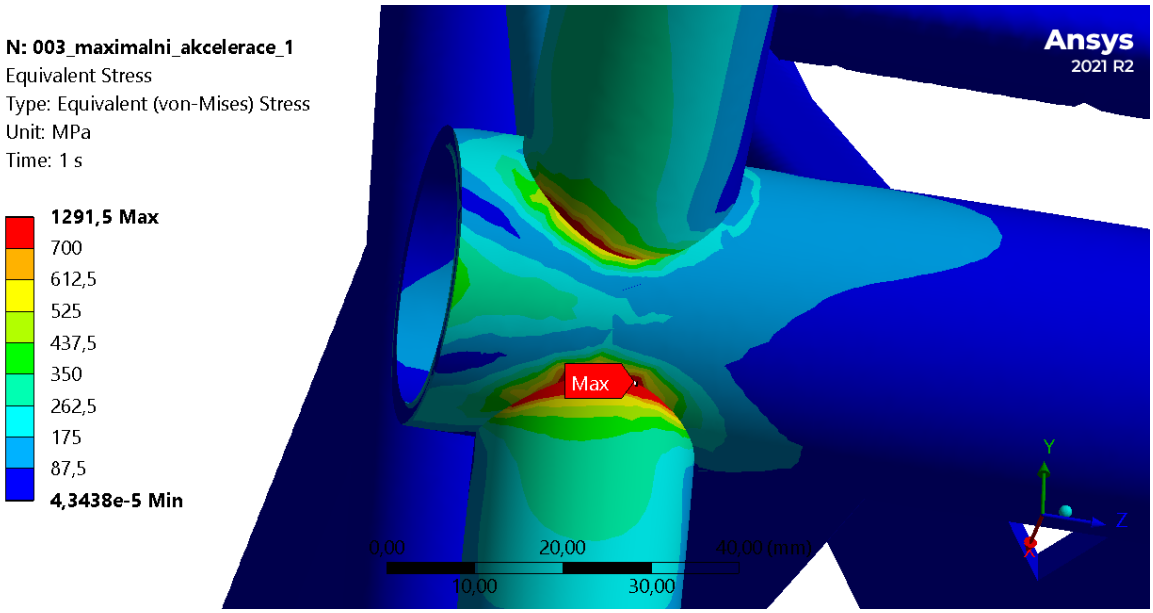
Obrázek 89 - Okrajové podmínky zátěžného stavu

Na obrázku (Obrázek 90) je vidět napětí σ (ekvivalentní von Misesovo) v rámu motocyklu po zatížení.



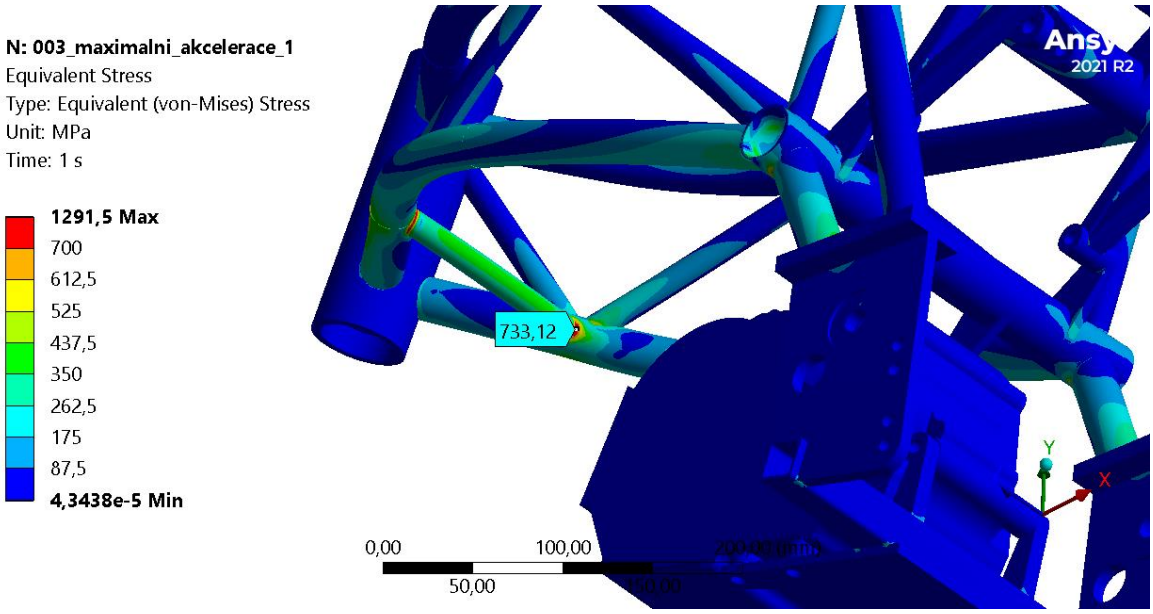
Obrázek 90 - Napětí v rámu po zatížení

Maximální napětí vyšlo v oblasti napojení trubek příhradové konstrukce na spodní příčnou trubku příhradové konstrukce (Obrázek 91). Toto napětí by mohlo být způsobeno nedokonalostí výpočetního modelu, toto tvrzení by muselo být ověřeno dalším výpočtem.



Obrázek 91 - Vysoké napětí v oblasti spojení trubek

Další oblast, kde byla překročena příslušná hodnota meze kluzu je vidět na obrázku (Obrázek 92). Jedná so o oblast v blízkosti vetknutí a napětí neodpovídá reálnému stavu při deceleraci motocyklu.

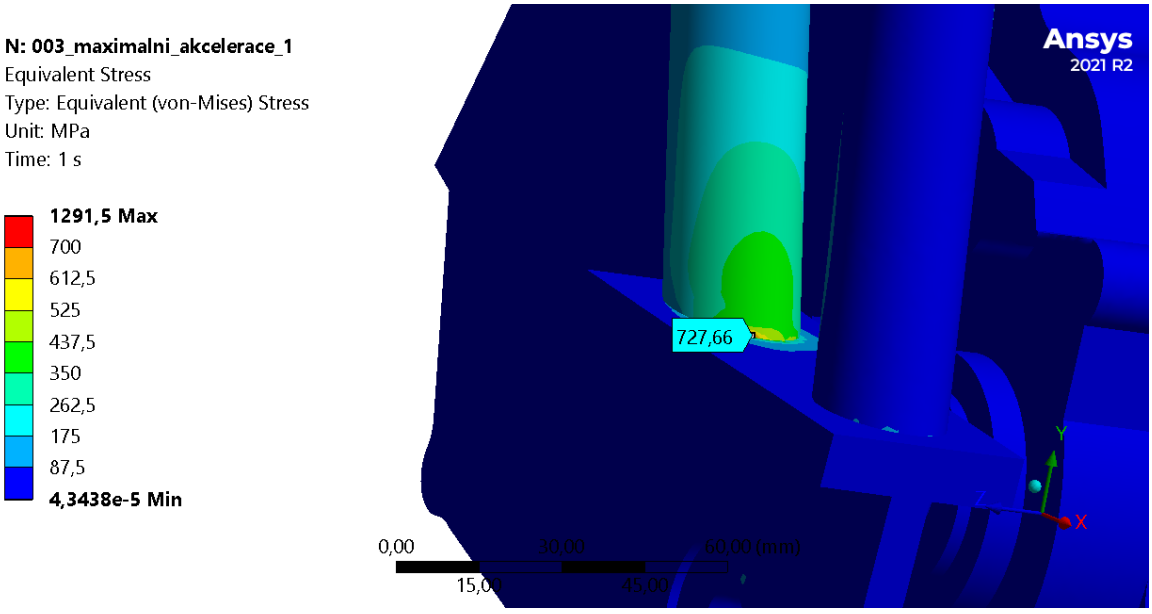


Obrázek 92 - Vysoké napětí ovlivněné vetknutím

Další oblast, kde byla překročena příslušná hodnota meze kluzu je vidět na obrázku (Obrázek 93). Napětí by mohl být částečně ovlivněno vetknutím, avšak pro případné použití této varianty rámu by bylo nutné vyřešit toto problematické místo.

Obrázek 93 - Vysoké napětí na spodní příčné trubce

Poslední místo, kde byla překročena příslušná hodnota meze kluzu je vidět na obrázku (Obrázek 94). Jedná se o bodové napětí v oblast napojení příhradové konstrukce na spodní část rámu tvořenou plechovými díly. Toto napětí je pravděpodobně způsobeno nedokonalostí výpočetního modelu.

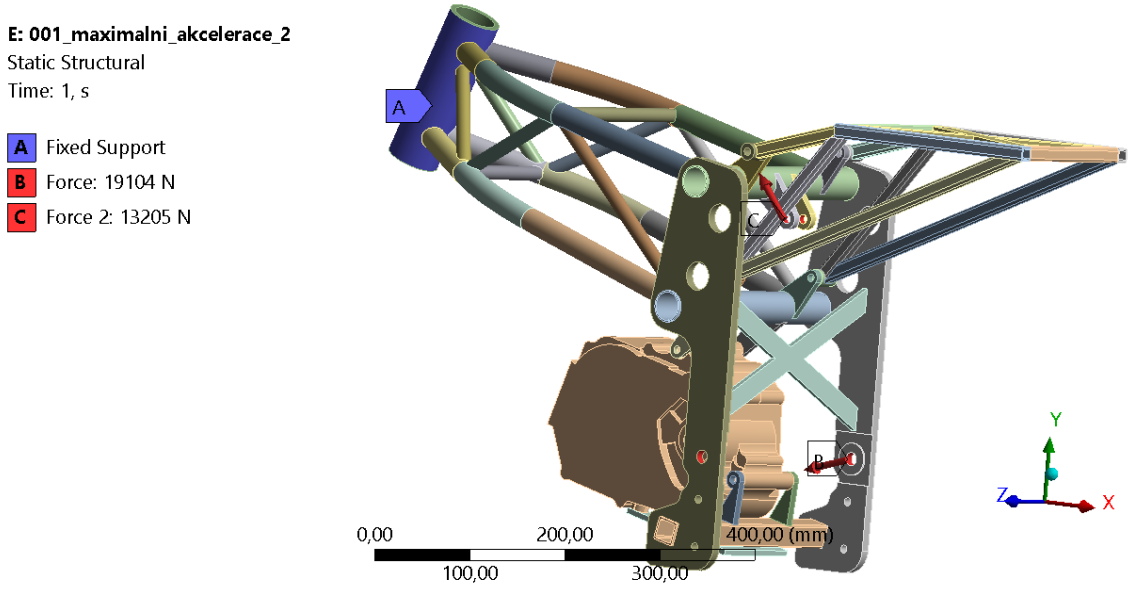


Obrázek 94 - Vysoké napětí v oblasti spojení příhradové části rámu se spodní částí z plechových dílů

3.8.5 Kontrola napětí v rámu č. 1 – Zátěžný stav simulující maximální akceleraci motocyklu s maximálním propružením kol

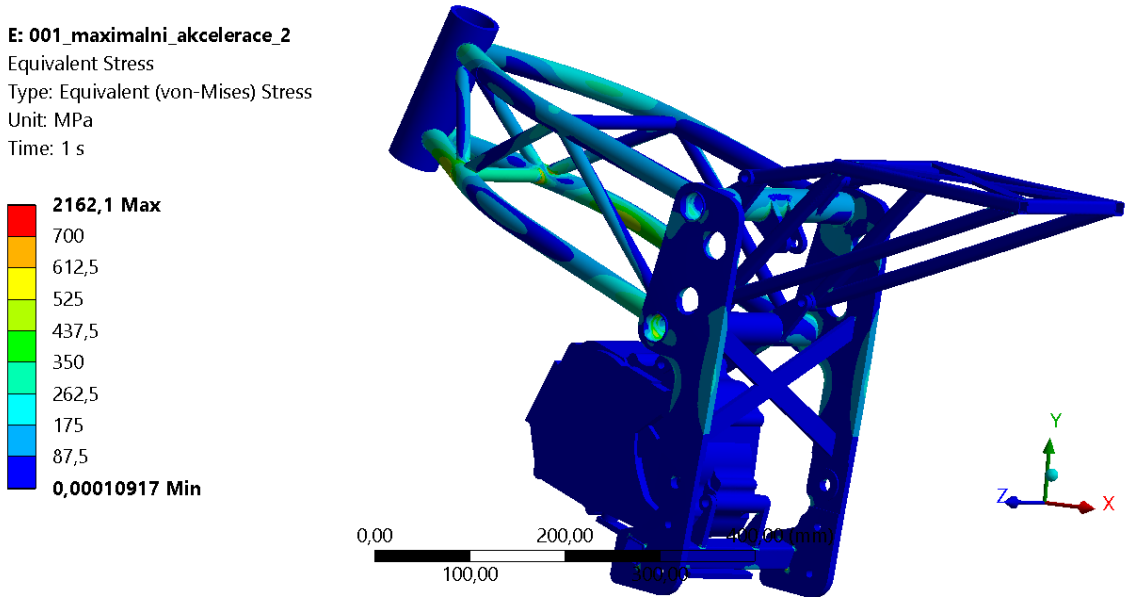
V tomto zátěžném stavu simulujícím maximální akceleraci motocyklu s maximálním propružením kol byly použity zátěžné síly $A_x = -18352{,}62\ N$, $A_y = 5304{,}81\ N$ působící na vnitřní válcové plochy otvorů pro osu zadní kyvné vidlice a současně $C_x = -8573{,}91\ N$

a $C_y = -10042{,}38\ N$ působící na vnitřní válcové plochy otvorů pro připojení centrální pružící jednotky k rámu. Vnější válcová plocha hlavy řízení je vetknuta. Podmínky zátěžného stavu jsou vidět na obrázku (Obrázek 95).



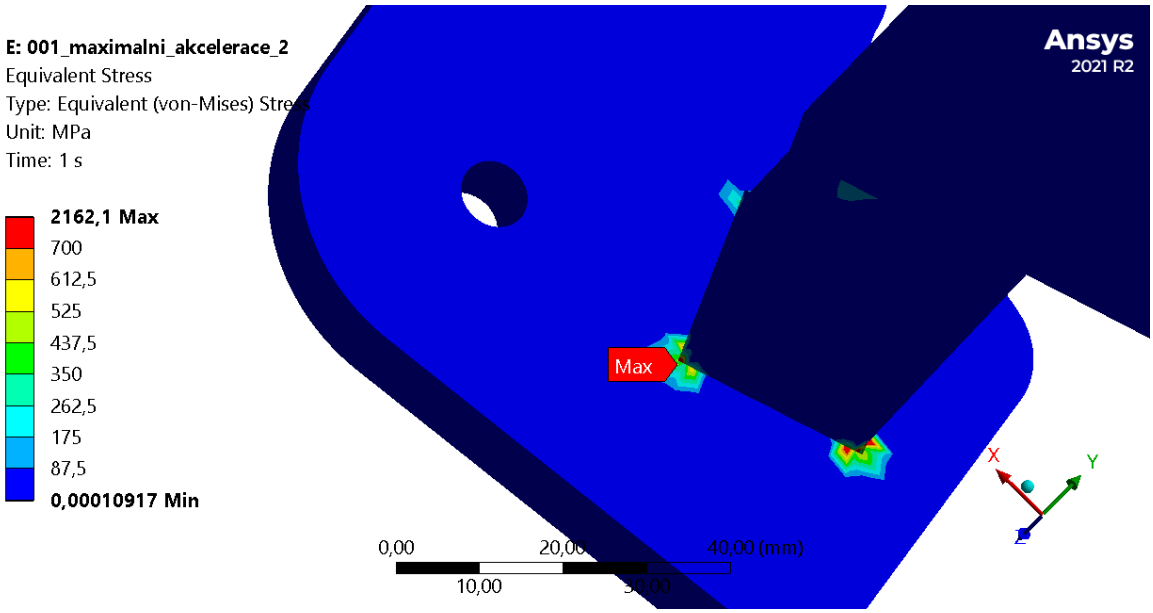
Obrázek 95 - Okrajové podmínky zátěžného stavu

Na obrázku (Obrázek 96) je vidět napětí σ (ekvivalentní von Misesovo) v rámu motocyklu po zatížení.



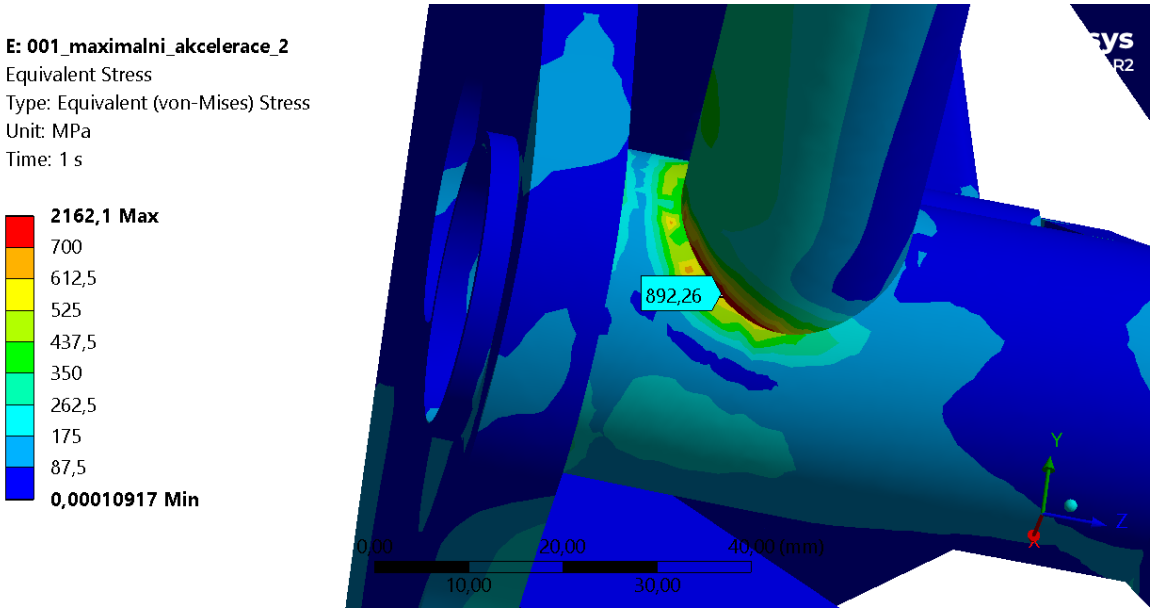
Obrázek 96 - Napětí v rámu po zatížení

Maximální hodnoty napětí vyšly v místech spojení vzpěry čtvercového profilu a plechové bočnice (Obrázek 97). Jedná se o bodové napětí, které je pravděpodobně důsledkem nedokonalosti výpočetního modelu.



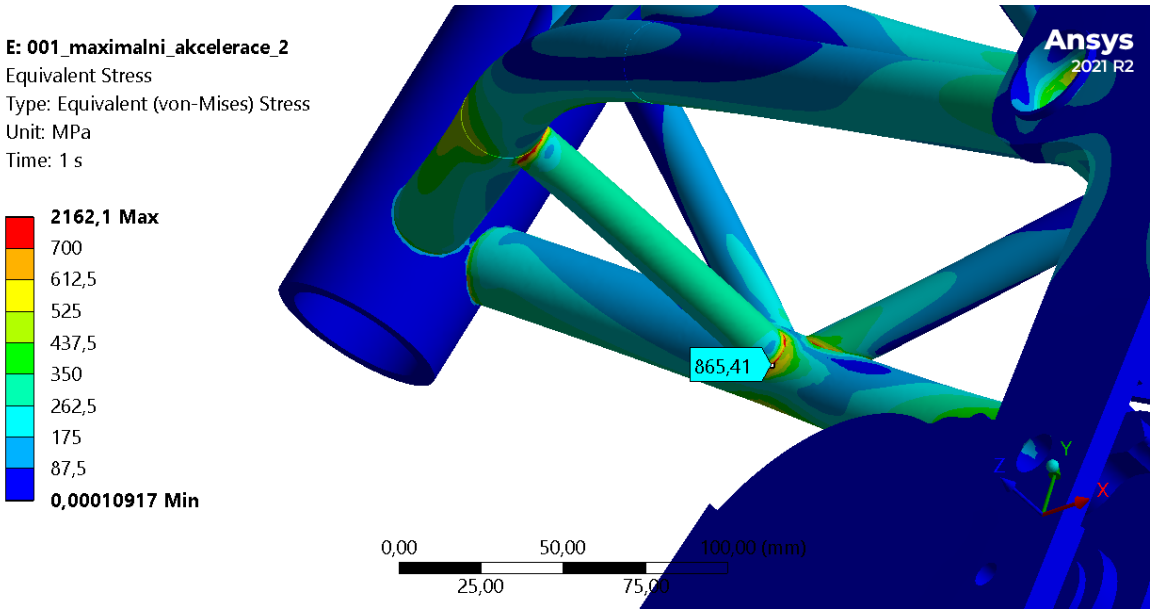
Obrázek 97 - Špička napětí v místě spojení vzpěry čtvercového profilu a plechové bočnice

Druhou oblastí, kde vyšlo vysoké napětí, je napojení spodních podélných trubek příhradové konstrukce na spodní příčnou trubku příhradové konstrukce (Obrázek 98). I toto napětí by mohlo být způsobeno nedokonalostí výpočetního modelu, toto tvrzení by muselo být ověřeno dalším výpočtem.



Obrázek 98 - Vysoké napětí v oblasti spojení trubek

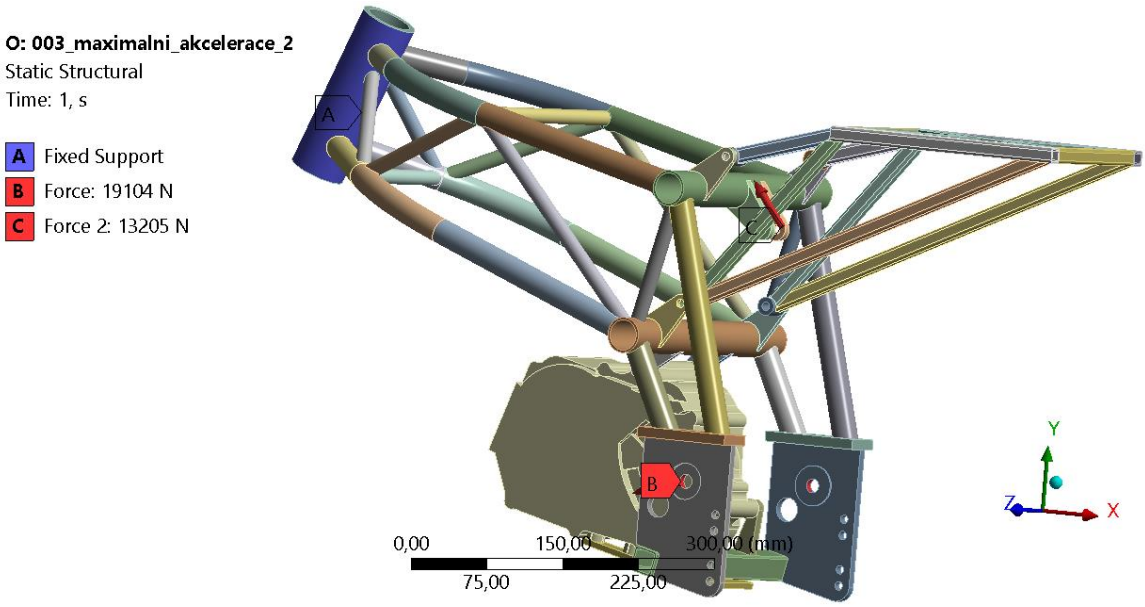
Poslední místo, kde byla překročena příslušná hodnota meze kluzu je vidět na obrázku (Obrázek 99). Jedná so o oblast v blízkosti vetknutí a napětí neodpovídá reálnému stavu při deceleraci motocyklu.



Obrázek 99 - Vysoké napětí ovlivněné vetknutím

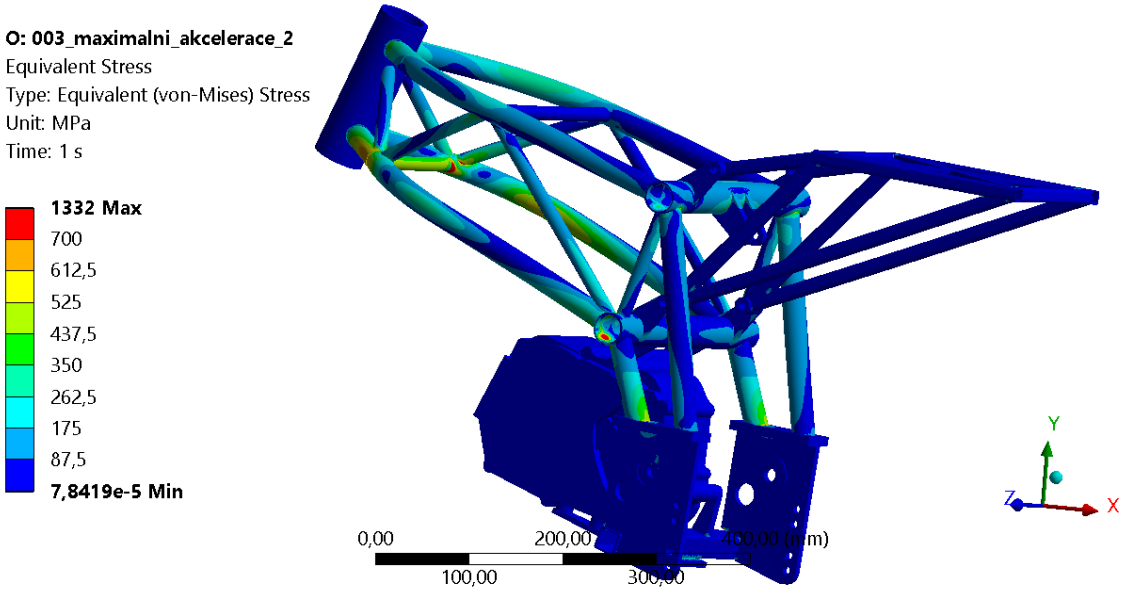
3.8.6 Kontrola napětí v rámu č. 2 – Zátěžný stav simulující maximální akceleraci motocyklu s maximálním propružením kol

V tomto zátěžném stavu simulujícím maximální akceleraci motocyklu s maximálním propružením kol byly použity zátěžné síly $A_x = -18352{,}62\ N$, $A_y = 5304{,}81\ N$ působící na vnitřní válcové plochy otvorů pro osu zadní kyvné vidlice a současně $C_x = -8573{,}91\ N$ a $C_y = -10042{,}38\ N$ působící na vnitřní válcové plochy otvorů pro připojení centrální pružící jednotky k rámu. Vnější válcová plocha hlavy řízení je vetknuta. Podmínky zátěžného stavu jsou vidět na obrázku (Obrázek 100).



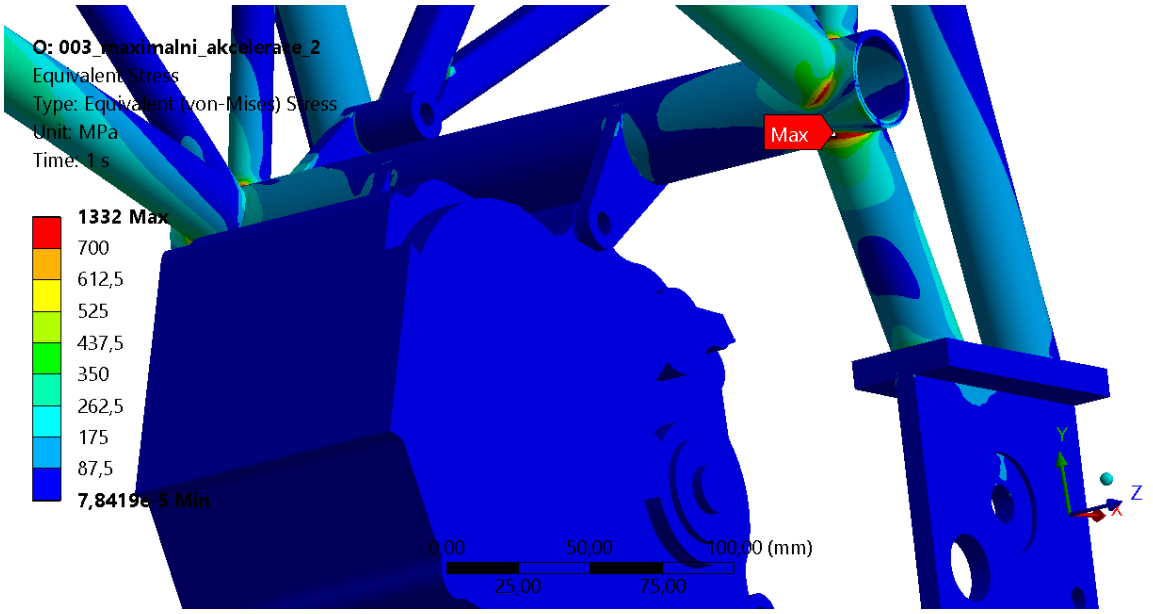
Obrázek 100 - Okrajové podmínky zátěžného stavu

Na obrázku (Obrázek 101) je vidět napětí σ (ekvivalentní von Misesovo) v rámu motocyklu po zatížení.



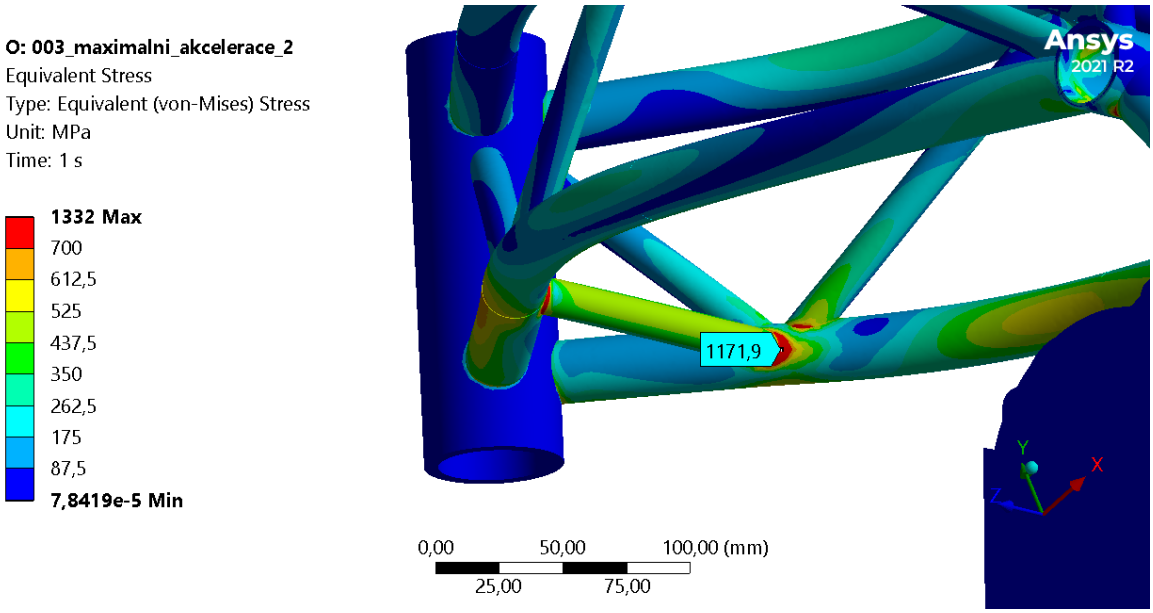
Obrázek 101 - Napětí v rámu po zatížení

Maximální napětí vyšlo v oblasti napojení trubek příhradové konstrukce na spodní příčnou trubku příhradové konstrukce (Obrázek 102). Toto napětí by mohlo být způsobeno nedokonalostí výpočetního modelu, toto tvrzení by muselo být ověřeno dalším výpočtem.



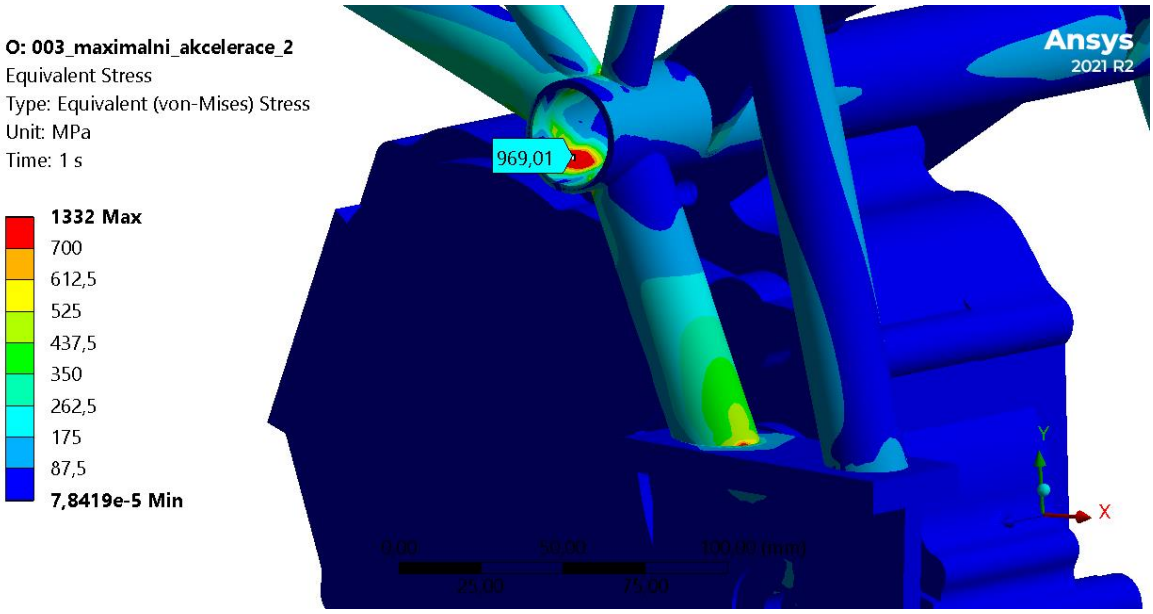
Obrázek 102 - Vysoké napětí v oblasti spojení trubek

Další oblast, kde byla překročena příslušná hodnota meze kluzu je vidět na obrázku (Obrázek 103). Jedná so o oblast v blízkosti vetknutí a napětí neodpovídá reálnému stavu při deceleraci motocyklu.



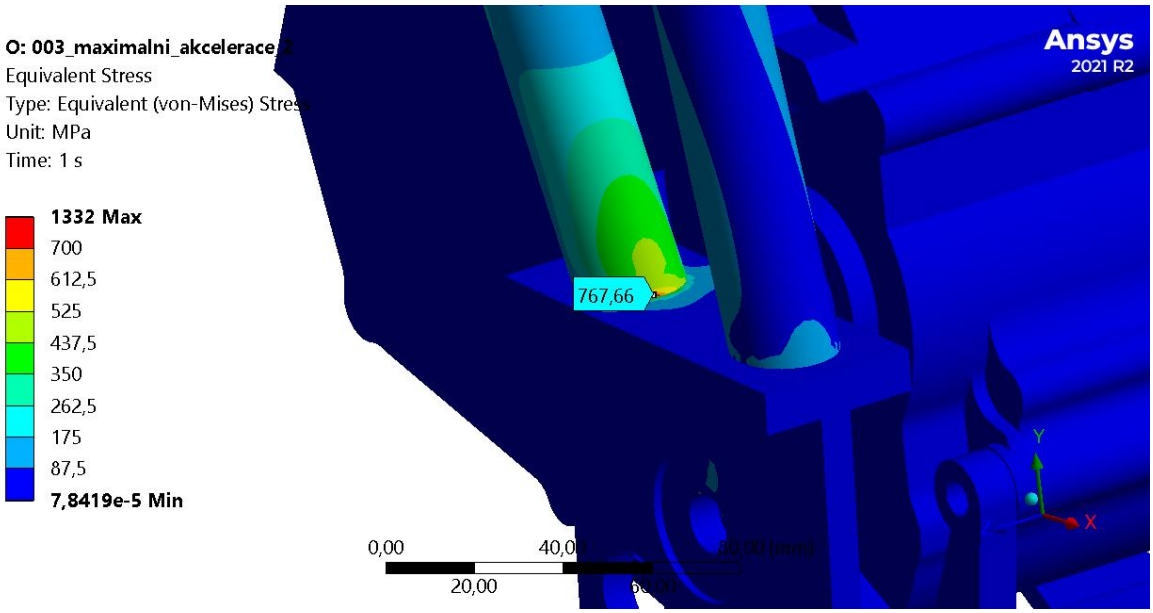
Obrázek 103 - Vysoké napětí ovlivněné vetknutím

Další oblast, kde byla překročena příslušná hodnota meze kluzu je vidět na obrázku (Obrázek 104). Napětí by mohl být částečně ovlivněno vetknutím, avšak pro případné použití této varianty rámu by bylo nutné vyřešit toto problematické místo.



Obrázek 104 - Vysoké napětí na spodní příčné trubce

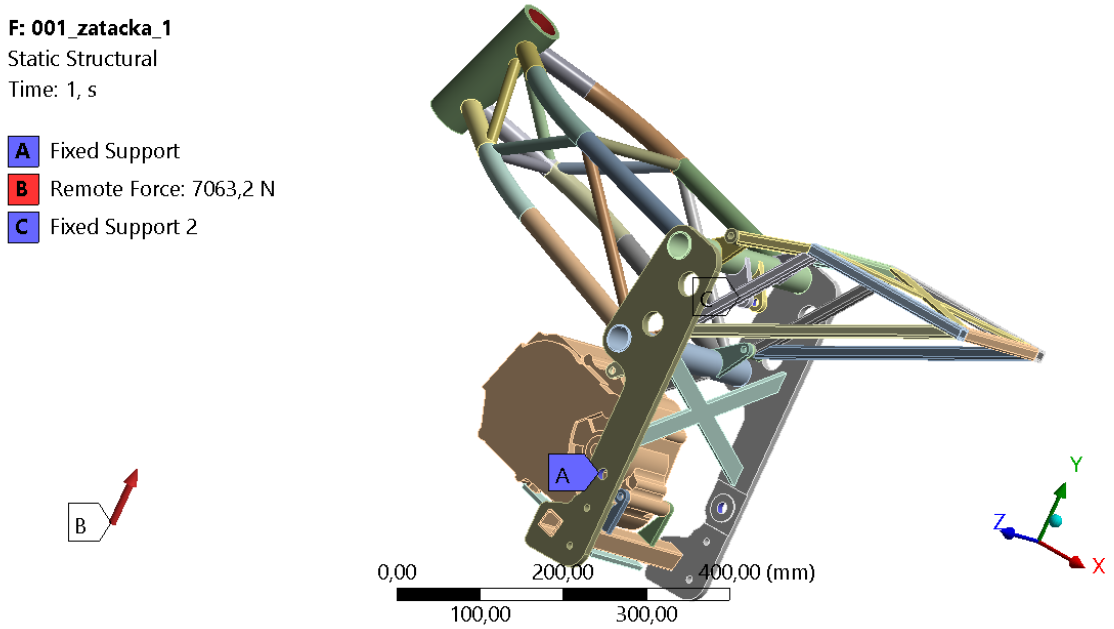
Poslední místo, kde byla překročena příslušná hodnota meze kluzu je vidět na obrázku (Obrázek 105). Jedná se o bodové napětí v oblast napojení příhradové konstrukce na spodní část rámu tvořenou plechovými díly. Toto napětí je pravděpodobně způsobeno nedokonalostí výpočetního modelu.



Obrázek 105 - Vysoké napětí v oblasti spojení příhradové části rámu se spodní částí z plechových dílů

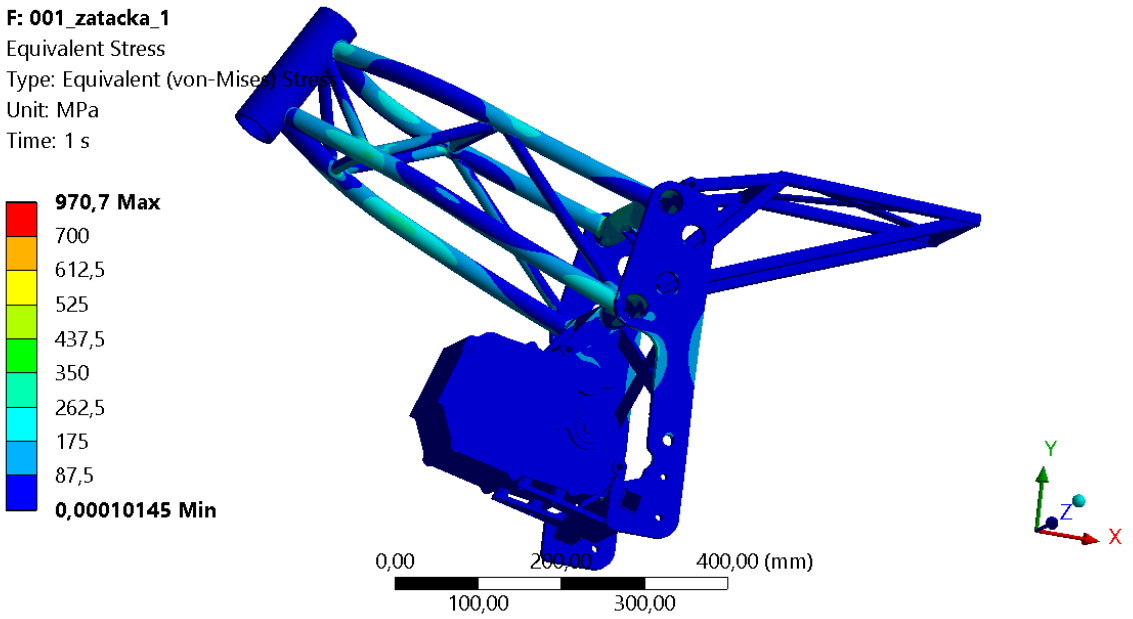
3.8.7 Kontrola napětí v rámu č. 1 – Zátěžný stav simulující namáhání silou v kontaktním bodě přední pneumatiky s vozovkou při průjezdu zatáčkou

V tomto zátěžném stavu je aplikována zátěžná síla $N_f = 7063{,}2\ N$ v kontaktním bodě pneumatiky předního kola s vozovkou. Tato zátěžná síla působí na dosedací plochy ložisek v hlavě řízení (všechny dosedací plochy spodního i horního ložiska). Vnitřní válcové plochy otvorů pro osu zadní kyvné vidlice a vnitřní válcové plochy otvorů pro připojení centrální pružící jednotky jsou vetknuty. Podmínky zátěžného stavu jsou vidět na obrázku (Obrázek 106).



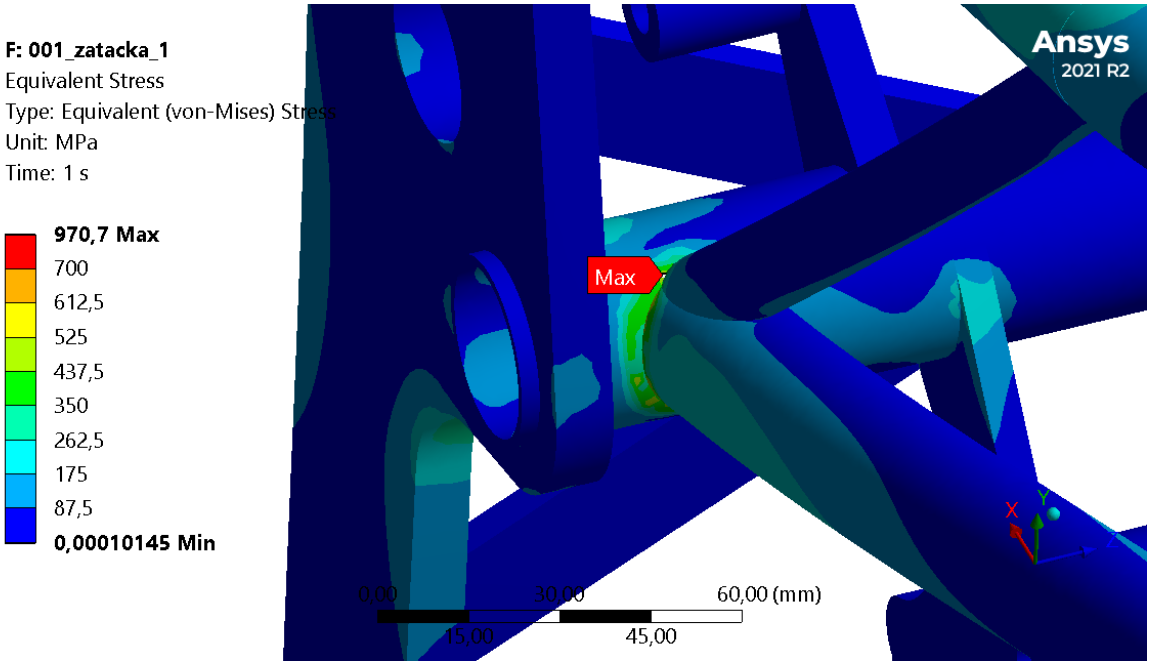
Obrázek 106 - Okrajové podmínky zátěžného stavu

Na obrázku (Obrázek 107) je vidět napětí σ (ekvivalentní von Misesovo) v rámu motocyklu po zatížení.



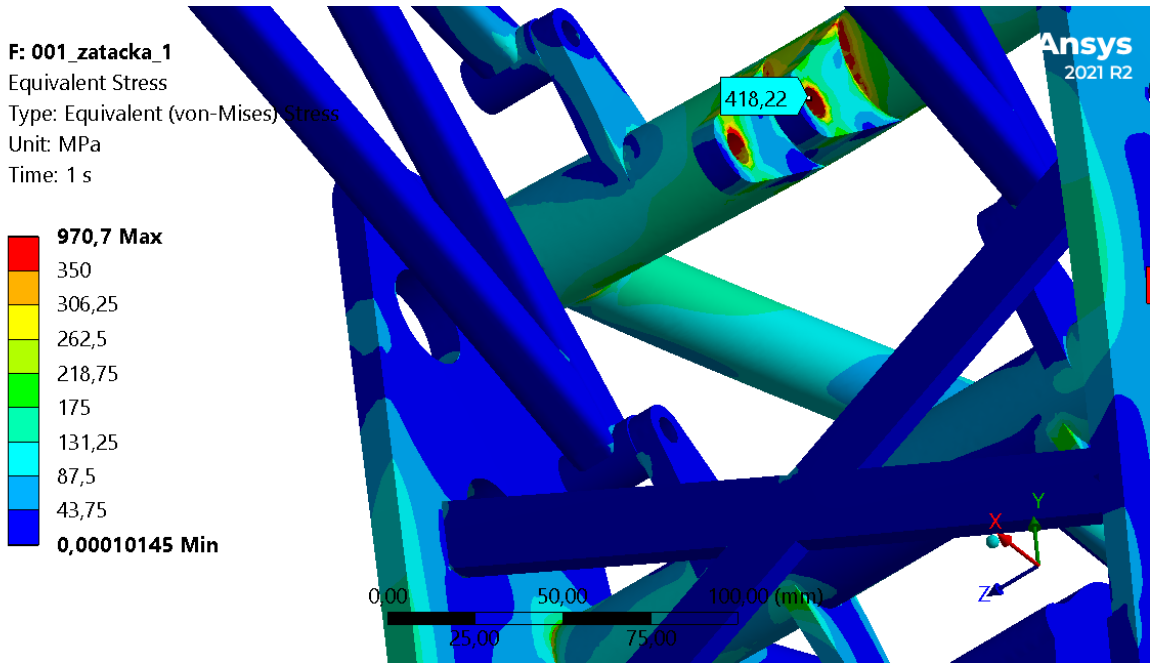
Obrázek 107 - Napětí v rámu po zatížení

Nejvyšší napětí vychází v místě spojení trubek příhradové konstrukce (Obrázek 108), pravděpodobně se jedná o bodové napětí způsobené nedokonalostí výpočetního modelu, v případě použití této varianty rámu, by musela být tomuto místu věnována větší pozornost.



Obrázek 108 - Maximální napětí

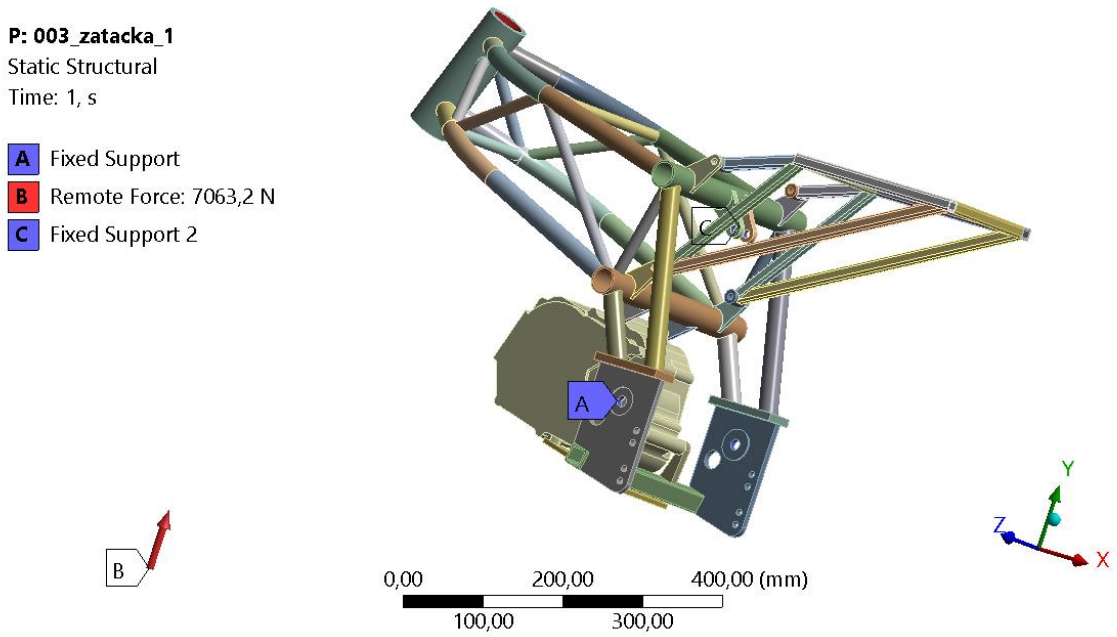
Další oblast, kde byla překročena příslušná hodnota meze kluzu je vidět na obrázku (Obrázek 109). Napětí je ovlivněno vetknutím a neodpovídá reálnému napětí v rámu motocyklu.



Obrázek 109 - Vysoké napětí ovlivněné vetknutím

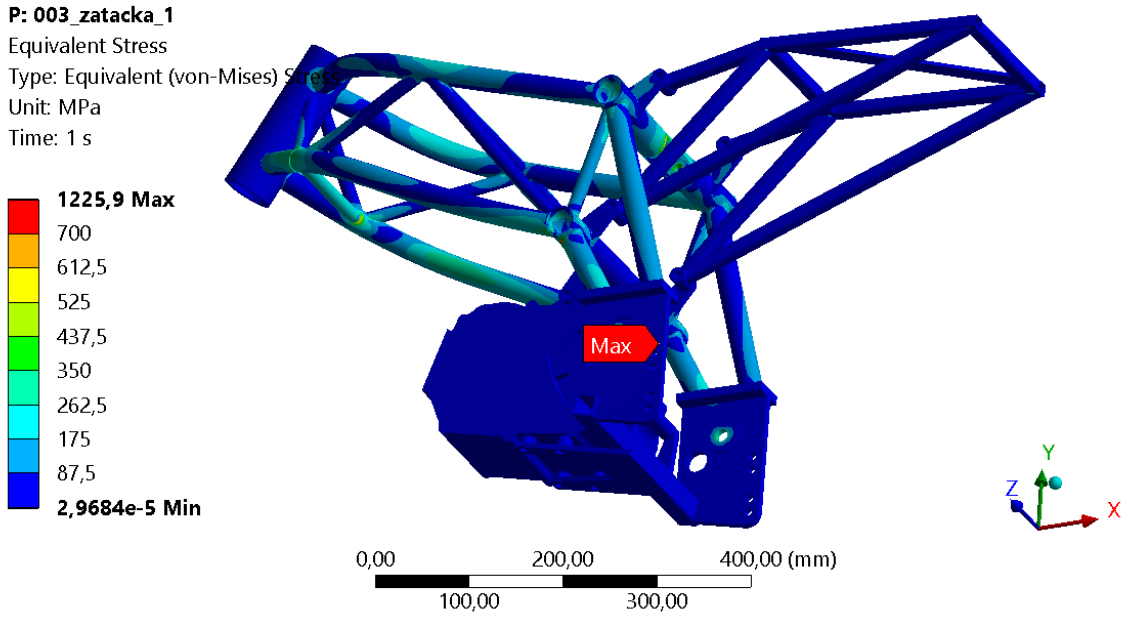
3.8.8 Kontrola napětí v rámu č. 2 – Zátěžný stav simulující namáhání silou v kontaktním bodě přední pneumatiky s vozovkou při průjezdu zatáčkou

V tomto zátěžném stavu je aplikována zátěžná síla $N_f = 7063{,}2\ N$ v kontaktním bodě pneumatiky předního kola s vozovkou. Tato zátěžná působí na dosedací plochy ložisek v hlavě řízení (všechny dosedací plochy spodního i horního ložiska). Vnitřní válcové plochy otvorů pro osu zadní kyvné vidlice a vnitřní válcové plochy otvorů pro připojení centrální pružící jednotky jsou vetknuty. Podmínky zátěžného stavu jsou vidět na obrázku (Obrázek 110).



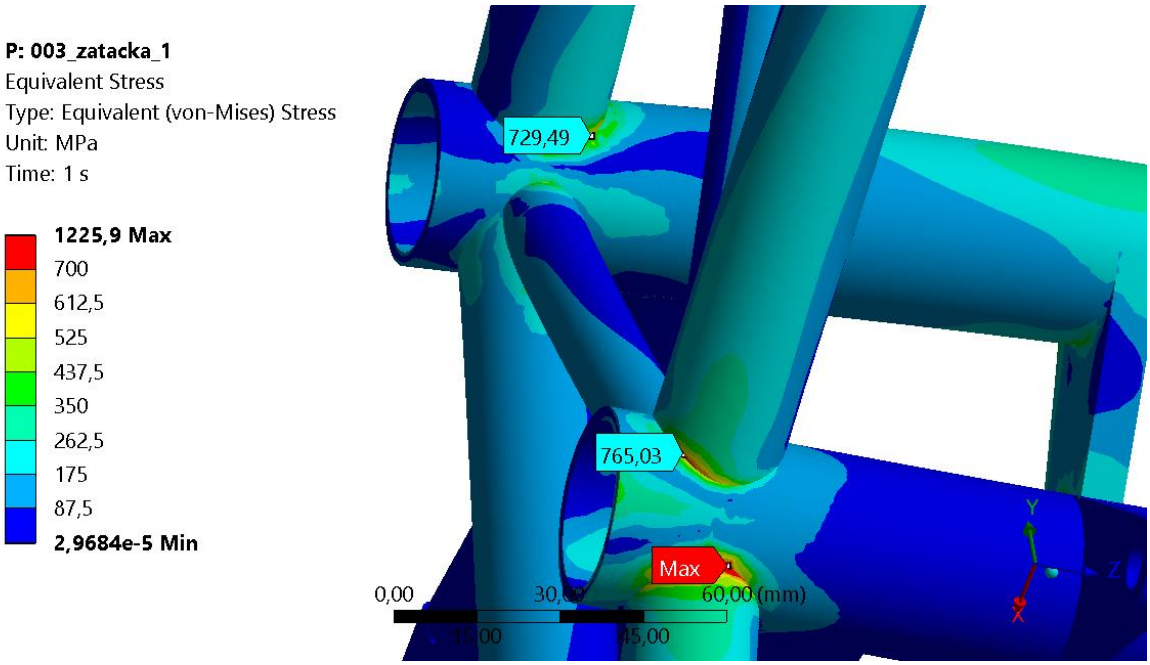
Obrázek 110 - Okrajové podmínky zátěžného stavu

Na obrázku (Obrázek 111) je vidět napětí σ (ekvivalentní von Misesovo) v rámu motocyklu po zatížení.

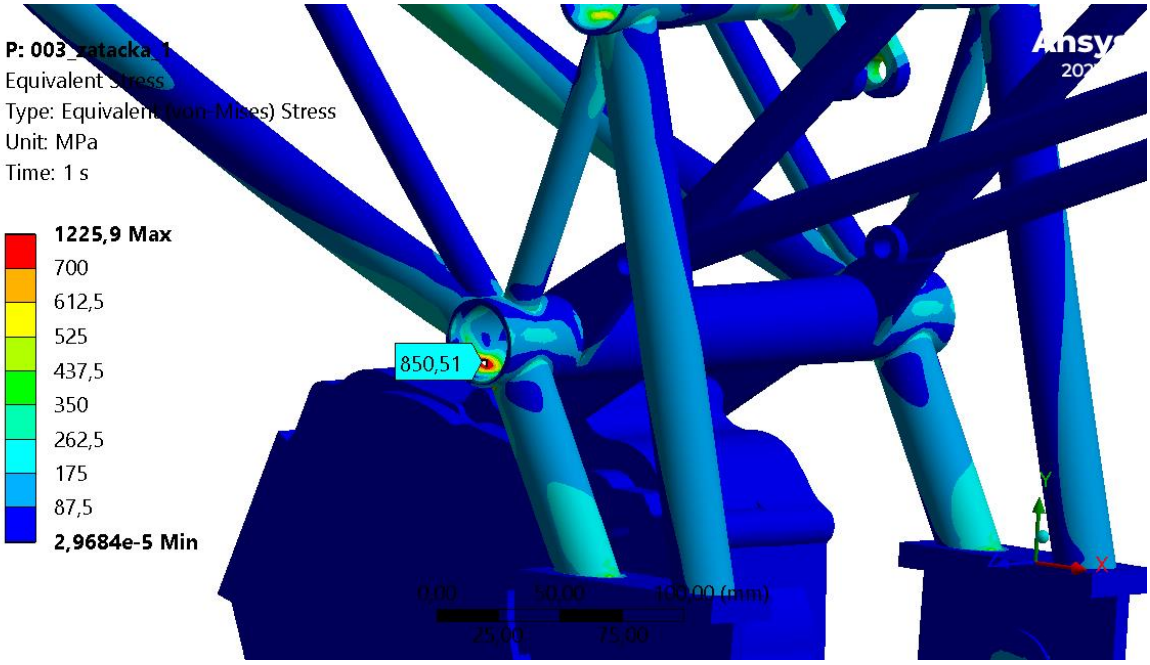


Obrázek 111 - Napětí v rámu po zatížení

Nejvyšší napětí vychází v místě spojení trubek příhradové konstrukce (Obrázek 112), napětí nad příslušnou mezí kluzu R_e je i ve spodní příčné trubce (Obrázek 113). Tato problematická místa by musela být vyřešena, pokud by měla být tato varianta rámu použita.

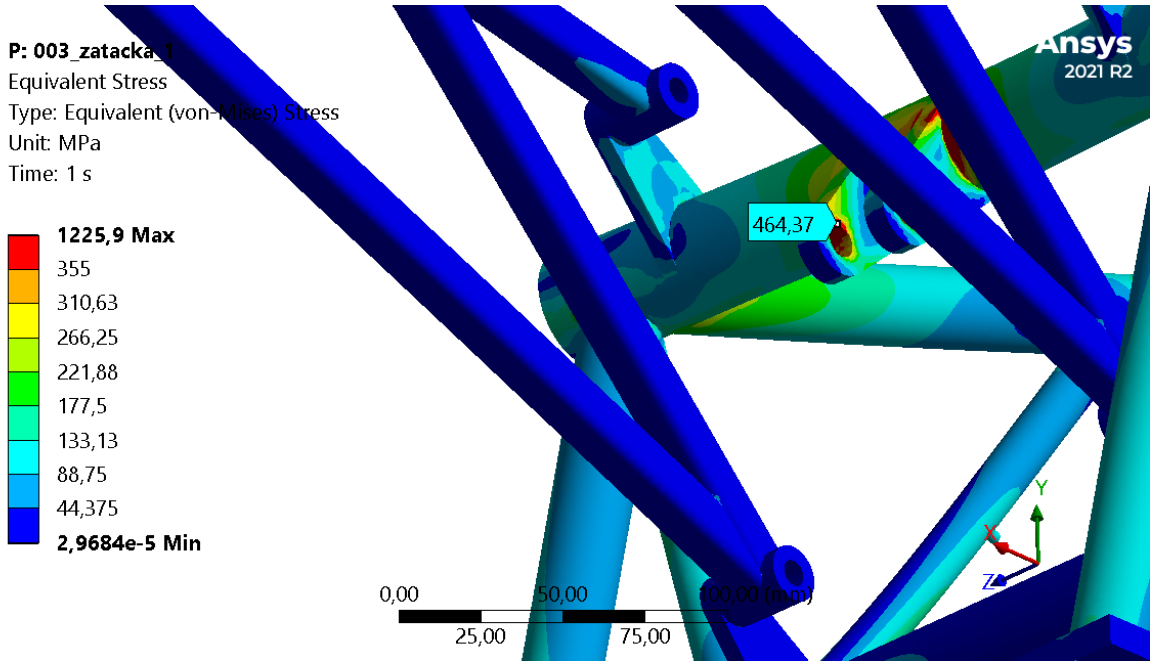


Obrázek 112 - Vysoké napětí v oblasti spojení trubek



Obrázek 113 - Vysoké napětí v materiálu spodní příčné trubky rámu

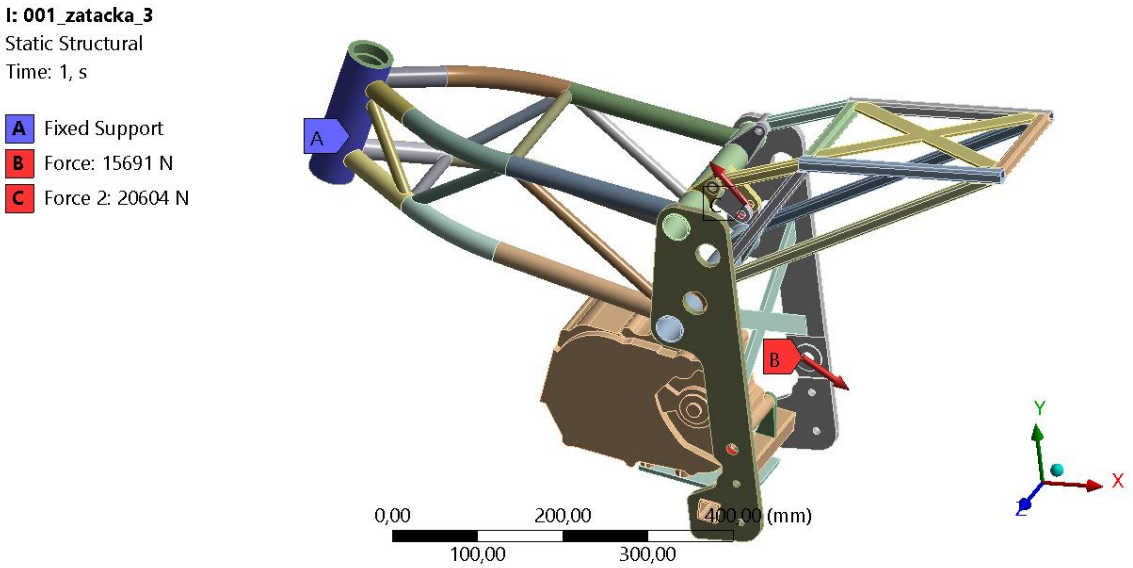
Další oblast, kde byla překročena příslušná hodnota meze kluzu je vidět na obrázku (Obrázek 114). Napětí je ovlivněno vetknutím a neodpovídá reálnému napětí v rámu motocyklu.



Obrázek 114 - Vysoké napětí ovlivněné vetknutím

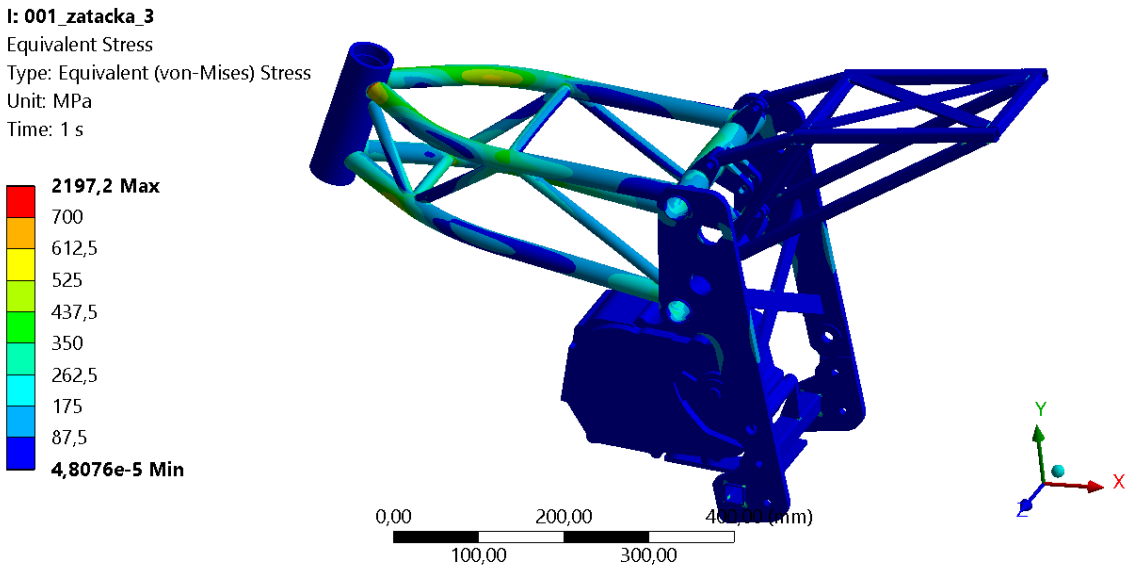
3.8.9 Kontrola napětí v rámu č. 1 – Zátěžný stav simulující namáhání silou v kontaktním bodě zadní pneumatiky s vozovkou při průjezdu zatáčkou

V tomto zátěžném stavu simulujícím namáhání silou v kontaktním bodě zadní pneumatiky s vozovkou byly použity zátěžné síly $A_x = 12782{,}76\ N$, $A_y = 9095{,}76\ N$ působící na vnitřní válcové plochy otvorů pro osu zadní kyvné vidlice a současně $C_x = -12782{,}76\ N$ a $C_y = -16158{,}96\ N$ působící na vnitřní válcové plochy otvorů pro připojení centrální pružící jednotky k rámu. Vnější válcová plocha hlavy řízení je vetknuta. Podmínky zátěžného stavu jsou vidět na obrázku (Obrázek 115).



Obrázek 115 - Okrajové podmínky zátěžného stavu

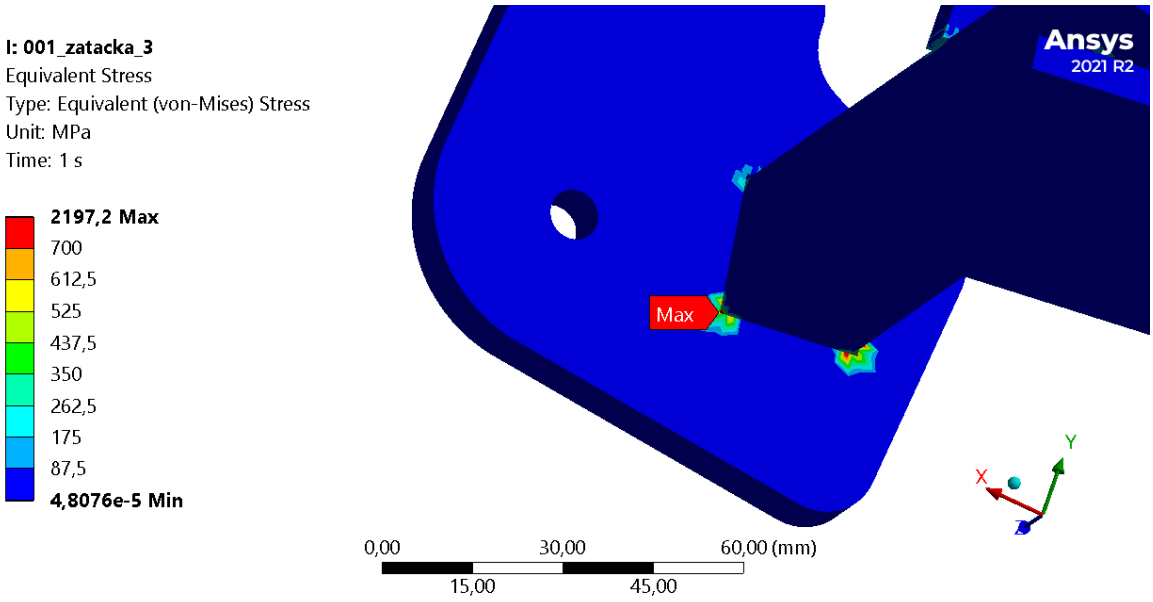
Na obrázku (Obrázek 116) je vidět napětí σ (ekvivalentní von Misesovo) v rámu motocyklu



Obrázek 116 - Napětí v rámu po zatížení

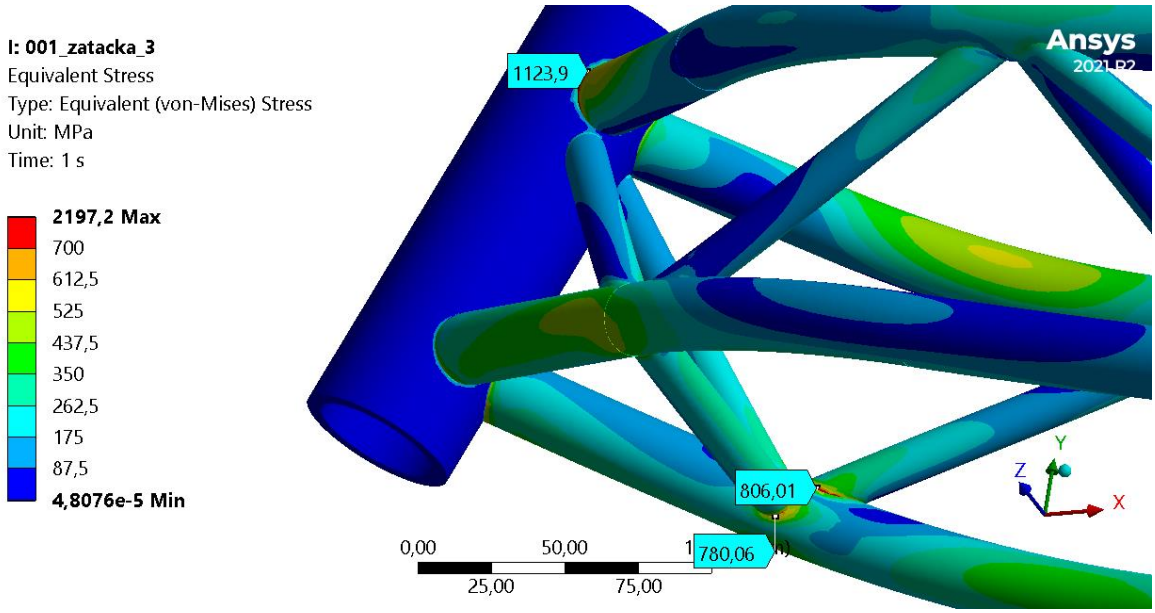
po zatížení.

Maximální hodnoty napětí vyšly v místech spojení vzpěry čtvercového profilu a plechové bočnice (Obrázek 117). Jedná se o bodová napětí, která jsou pravděpodobně důsledkem nedokonalosti výpočetního modelu.



Obrázek 117 - Špička napětí v místě spojení vzpěry čtvercového profilu a plechové bočnice

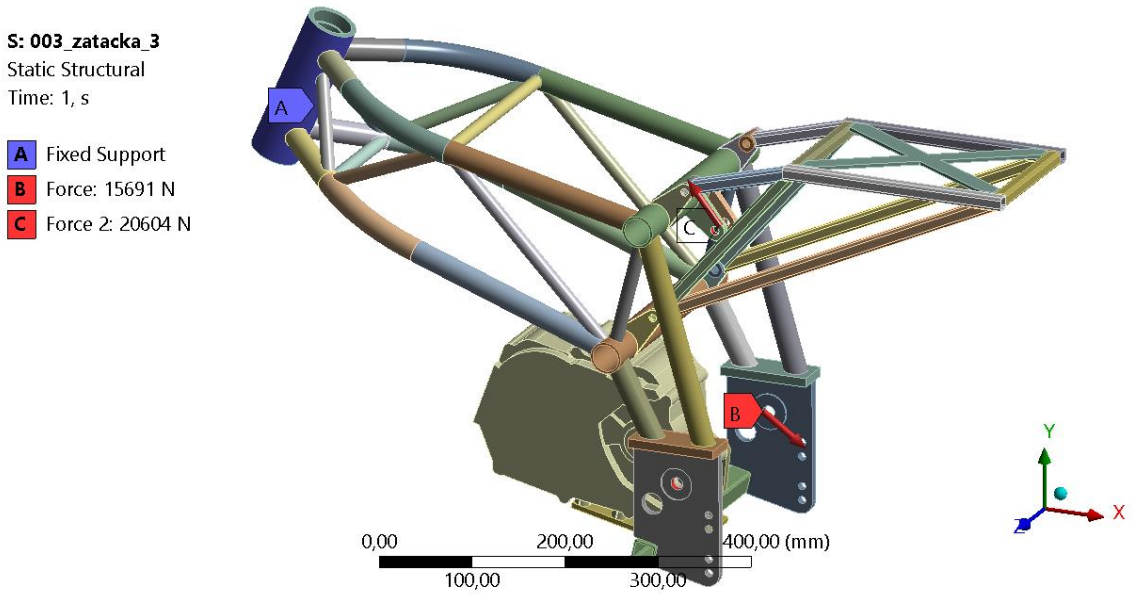
Další oblasti, kde byly překročena příslušná hodnota meze kluzu jsou vidět na obrázku (Obrázek 118). Jedná so o oblasti v blízkosti vetknutí a napětí neodpovídá reálnému napětí v rámu motocyklu.



Obrázek 118 - Vysoká napětí ovlivněná vetknutím

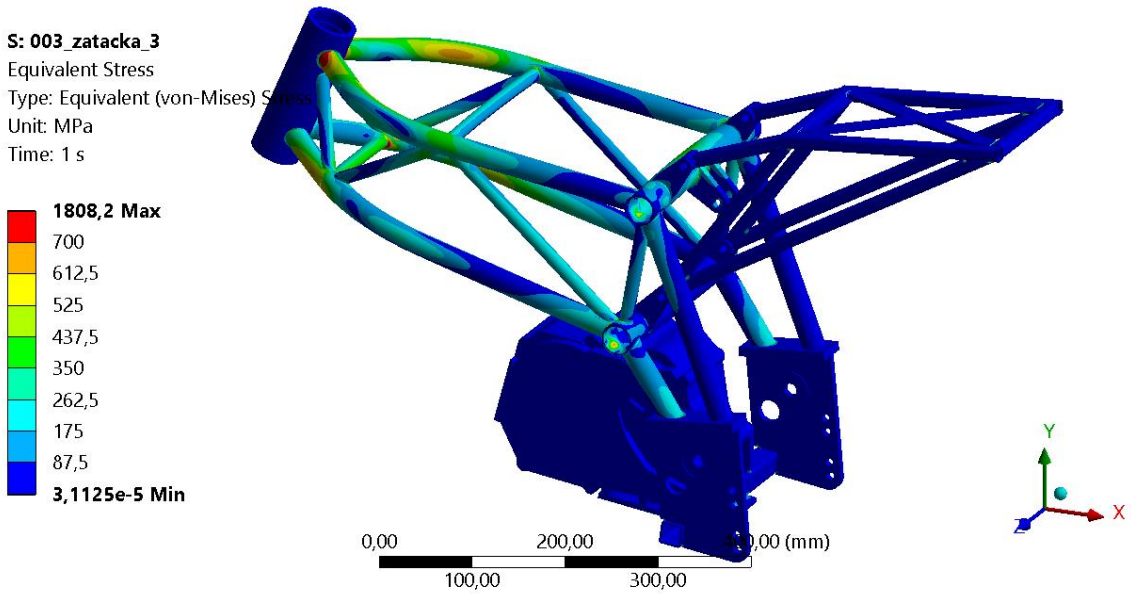
3.8.10 Kontrola napětí v rámu č. 2 – Zátěžný stav simulující namáhání silou v kontaktním bodě zadní pneumatiky s vozovkou při průjezdu zatáčkou

V tomto zátěžném stavu simulujícím namáhání silou v kontaktním bodě zadní pneumatiky s vozovkou byly použity zátěžné síly $A_x = 12782{,}76\ N$, $A_y = 9095{,}76\ N$ působící na vnitřní válcové plochy otvorů pro osu zadní kyvné vidlice a současně $C_x = -12782{,}76\ N$ a $C_y = -16158{,}96\ N$ působící na vnitřní válcové plochy otvorů pro připojení centrální pružící jednotky k rámu. Vnější válcová plocha hlavy řízení je vetknuta. Podmínky zátěžného stavu jsou vidět na obrázku (Obrázek 119).



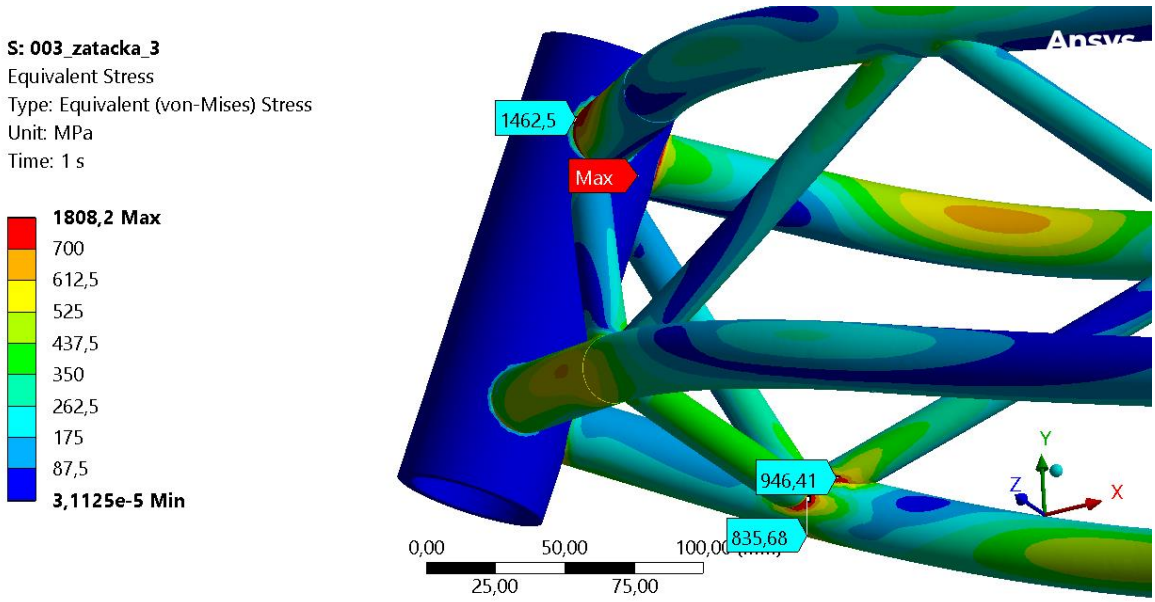
Obrázek 119 - Okrajové podmínky zátěžného stavu

Na obrázku (Obrázek 120) je vidět napětí σ (ekvivalentní von Misesovo) v rámu motocyklu po zatížení.



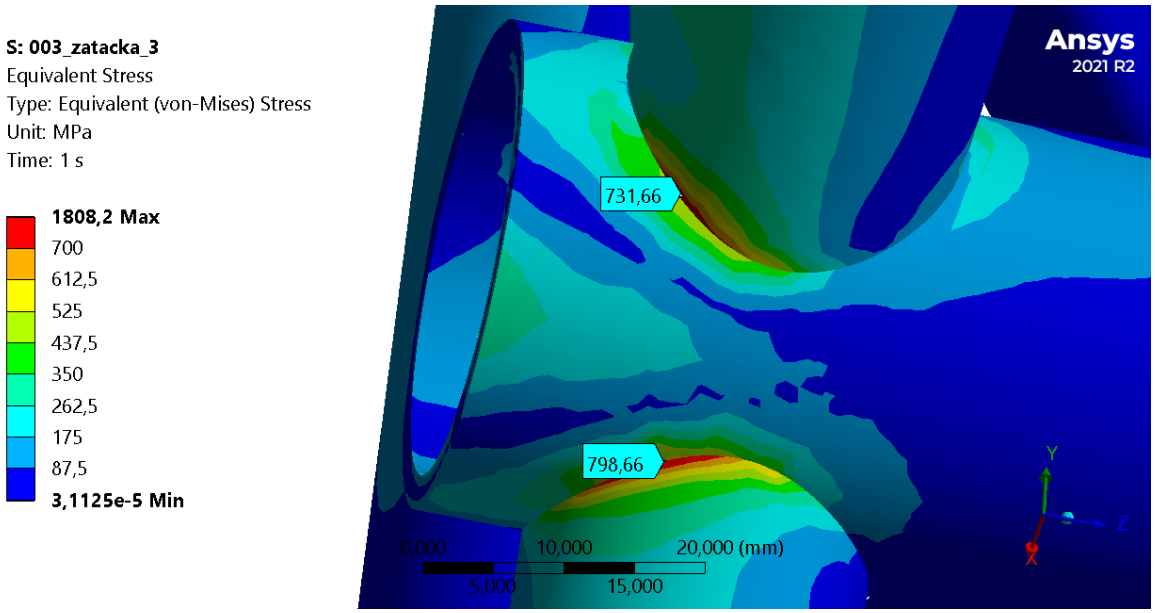
Obrázek 120 - Napětí v rámu po zatížení

Nejvyšší napětí vyšlo v místě vetknutí (Obrázek 121), toto napětí neodpovídá reálnému stavu napětí v rámu motocyklu.



Obrázek 121 - Vysoké napětí ovlivněné vetknutím

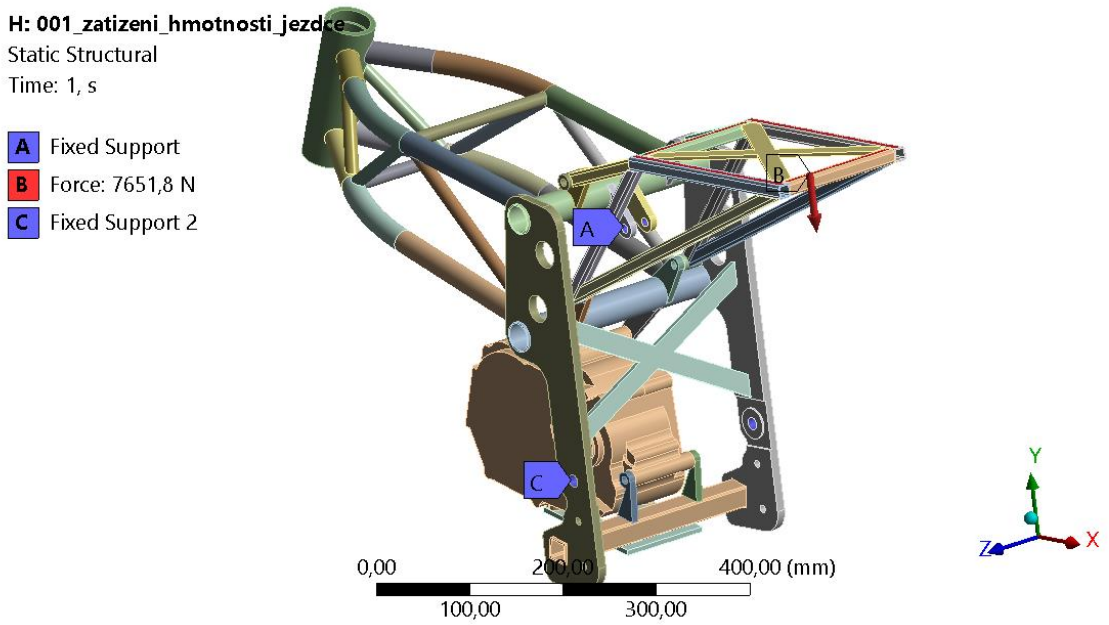
K dalšímu překročení příslušné meze kluzu došlo v oblasti napojení trubek příhradové konstrukce na spodní příčnou trubku příhradové konstrukce (Obrázek 122). Toto napětí by mohlo být způsobeno nedokonalostí výpočetního modelu, toto tvrzení by muselo být ověřeno dalším výpočtem.



Obrázek 122 - Vysoké napětí v oblasti spojení trubek

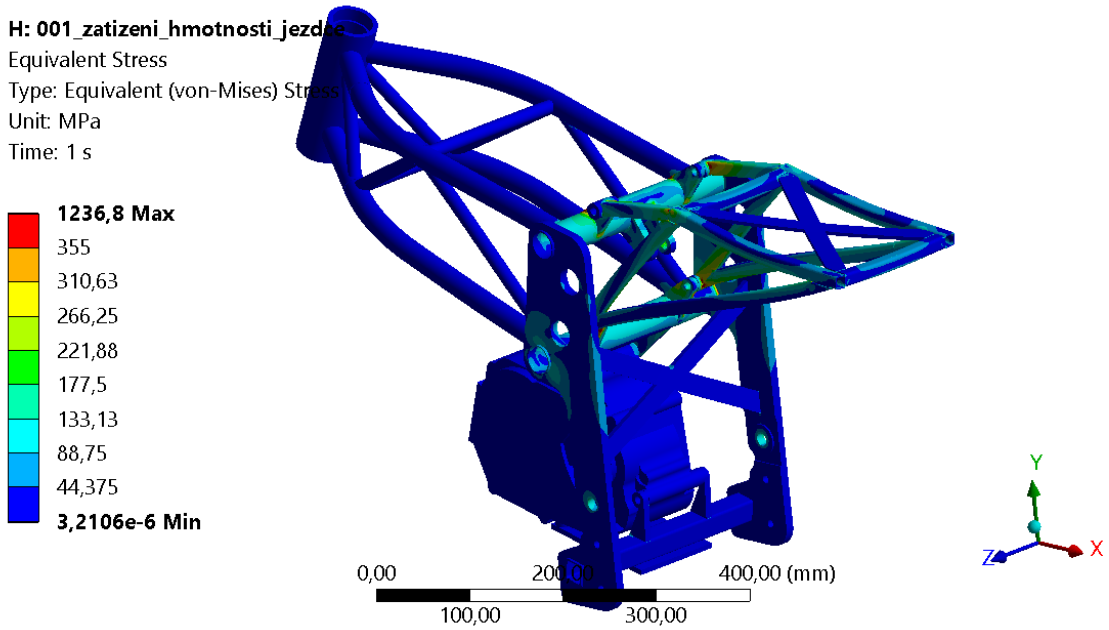
3.8.11 Kontrola napětí v rámu č. 1 – Zátěžný stav pro kontrolu napětí v pomocném podsedlovém rámu

V tomto zátěžném stavu působí zátěžná síla $F_j = 7063{,}2\ N$ na horní vnější vodorovné plochy trubek čtvercového profilu pomocného podsedlového rámu. Válcové otvory pro osu zadní kyvné vidlice a válcové plochy otvorů pro připojení centrální pružící jednotky jsou vetknuty. Podmínky zátěžného stavu jsou vidět na obrázku (Obrázek 123).



Obrázek 123 - Okrajové podmínky zátěžného stavu

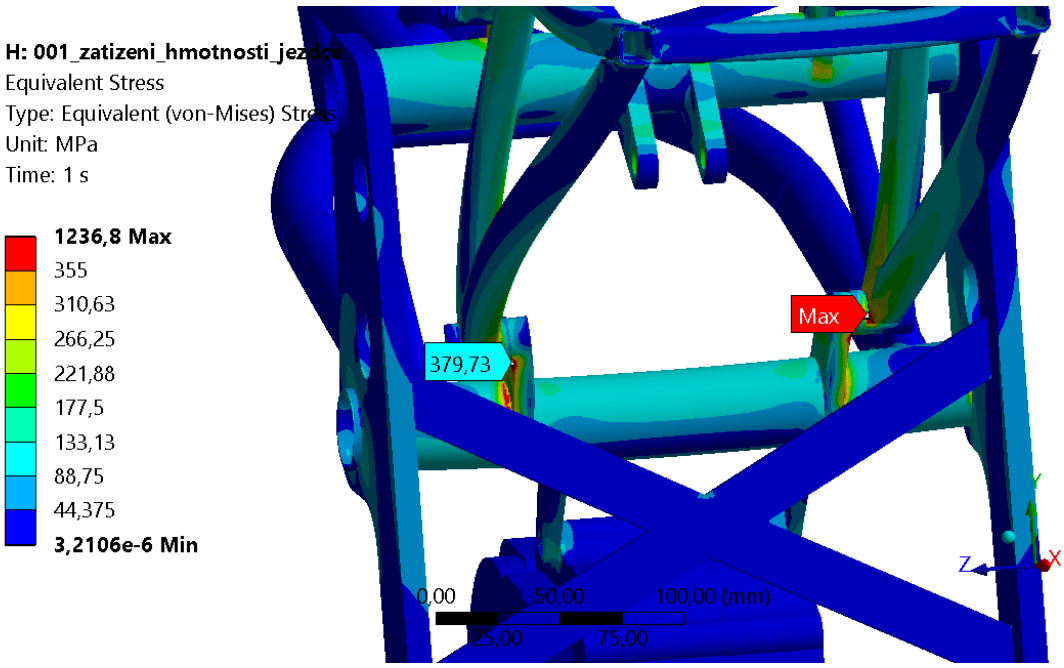
Na obrázku (Obrázek 124) je vidět napětí σ (ekvivalentní von Misesovo) v rámu motocyklu po zatížení.



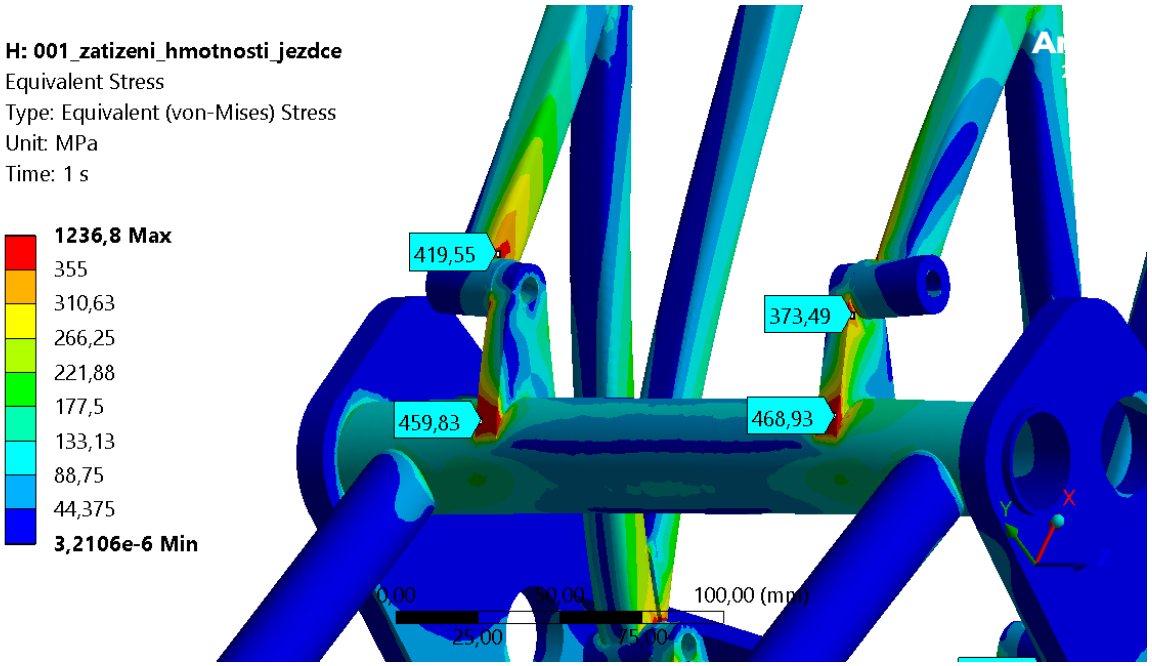
Obrázek 124 - Napětí v rámu po zatížení

Místo nejvyššího napětí je vidět na obrázku (Obrázek 125). Toto napětí je pravděpodobně způsobeno nedokonalým spojením profilů čtvercového průřezu pomocného podsedlového rámu ve výpočetním modelu, tato hypotéza by musela být ověřena dalším výpočtem. Podobných problémových oblastí je na podsedlovém rámu více. Na obrázku (Obrázek 125) je vidět i oblast vysokého napětí v místě spodního spojení pomocného podsedlového rámu s hlavním rámem motocyklu. Problematické místo horního připojení

pomocného podsedlového rámu je vidět na obrázku (Obrázek 126). V případě použití této varianty rámu by bylo nutné problematická místa vyřešit, jelikož zde dochází k překročení příslušné meze kluzu materiálu R_e.



Obrázek 125 - Maximální napětí

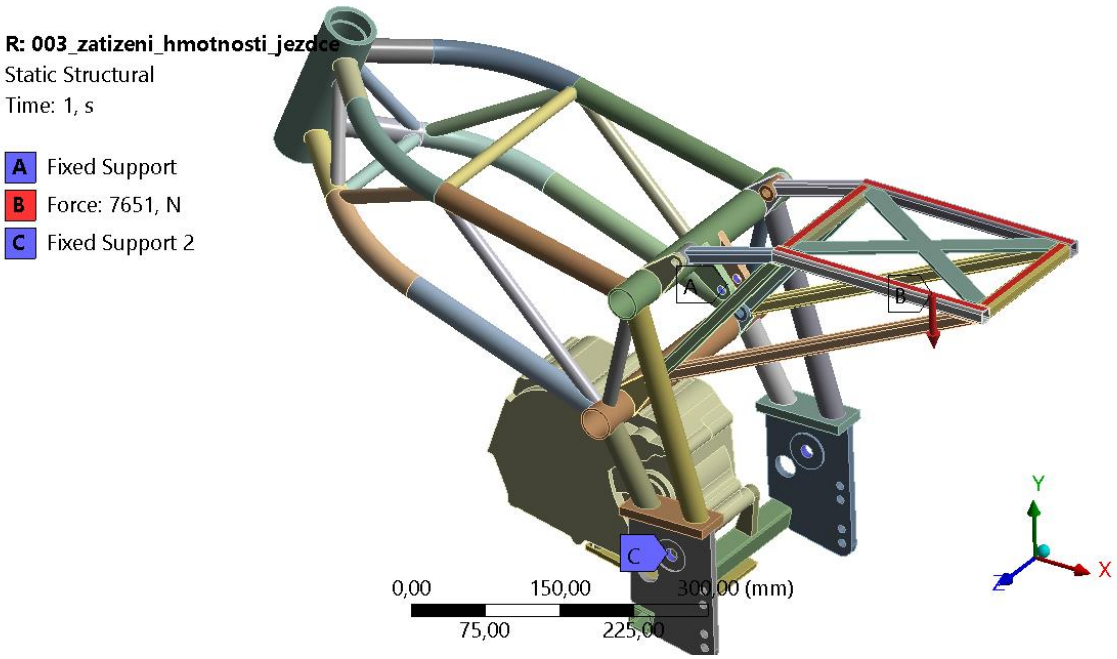


Obrázek 126 - Problematická oblast vysokého napětí

3.8.12 Kontrola napětí v rámu č. 2 – Zátěžný stav pro kontrolu napětí v pomocném podsedlovém rámu

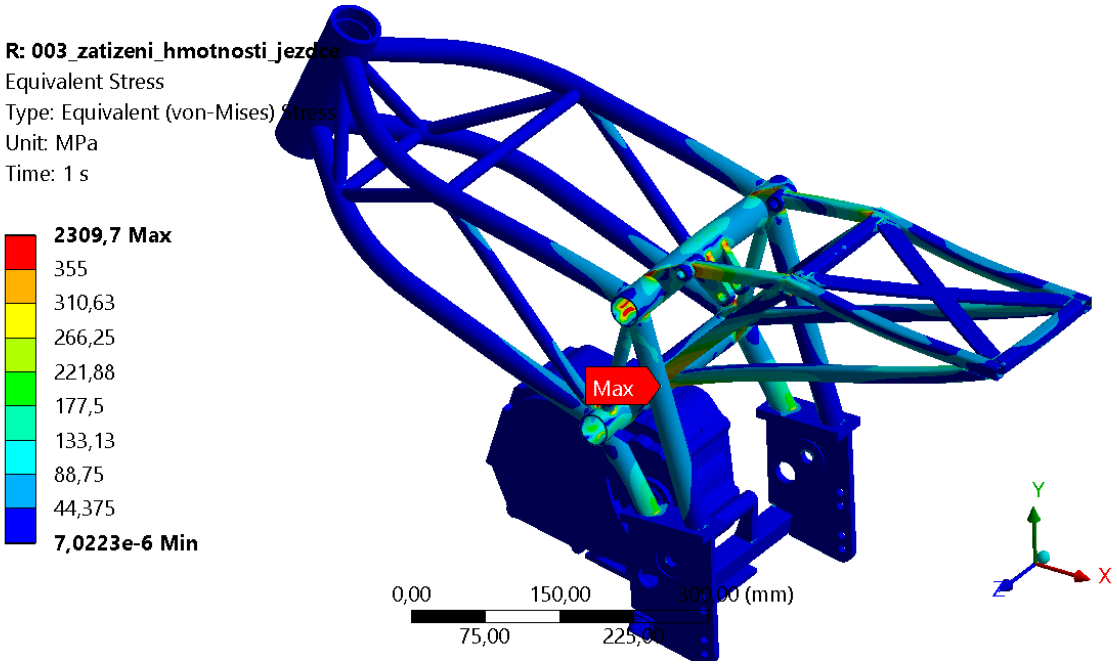
V tomto zátěžném stavu působí zátěžná síla $F_j = 7063{,}2\ N$ na horní vnější vodorovné plochy trubek čtvercového profilu pomocného podsedlového rámu. Válcové otvory pro

osu zadní kyvné vidlice a válcové plochy otvorů pro připojení centrální pružící jednotky jsou vetknuty. Podmínky zátěžného stavu jsou vidět na obrázku (Obrázek 127).



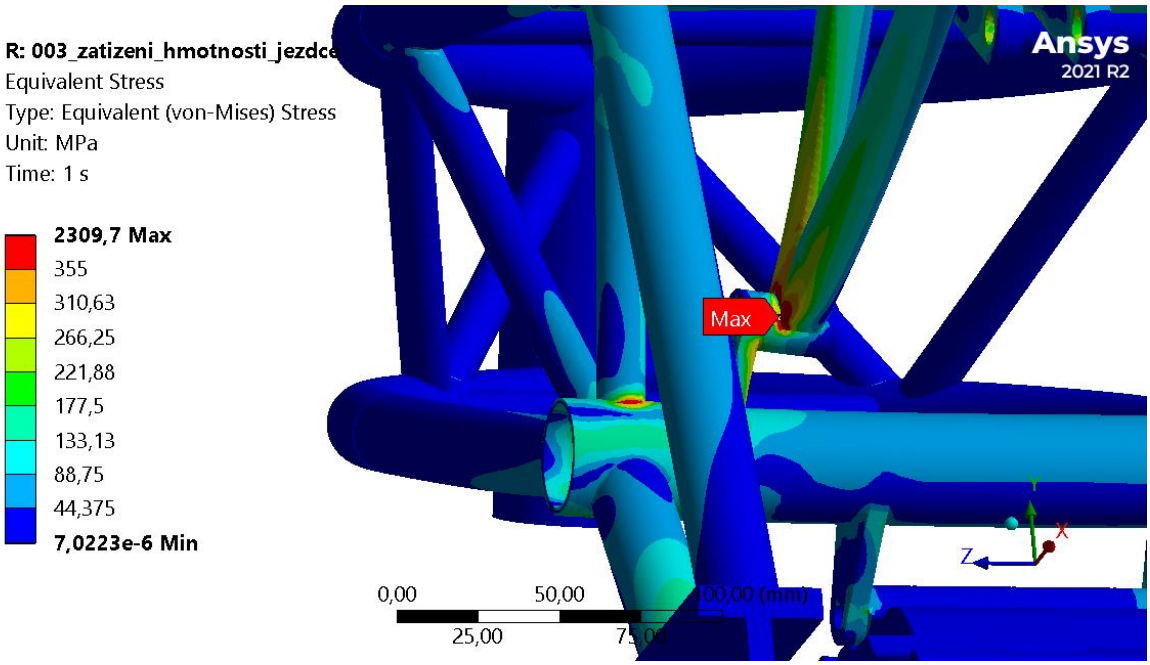
Obrázek 127 - Okrajové podmínky zátěžného stavu

Na obrázku (Obrázek 128) je vidět napětí σ (ekvivalentní von Misesovo) v rámu motocyklu po zatížení.



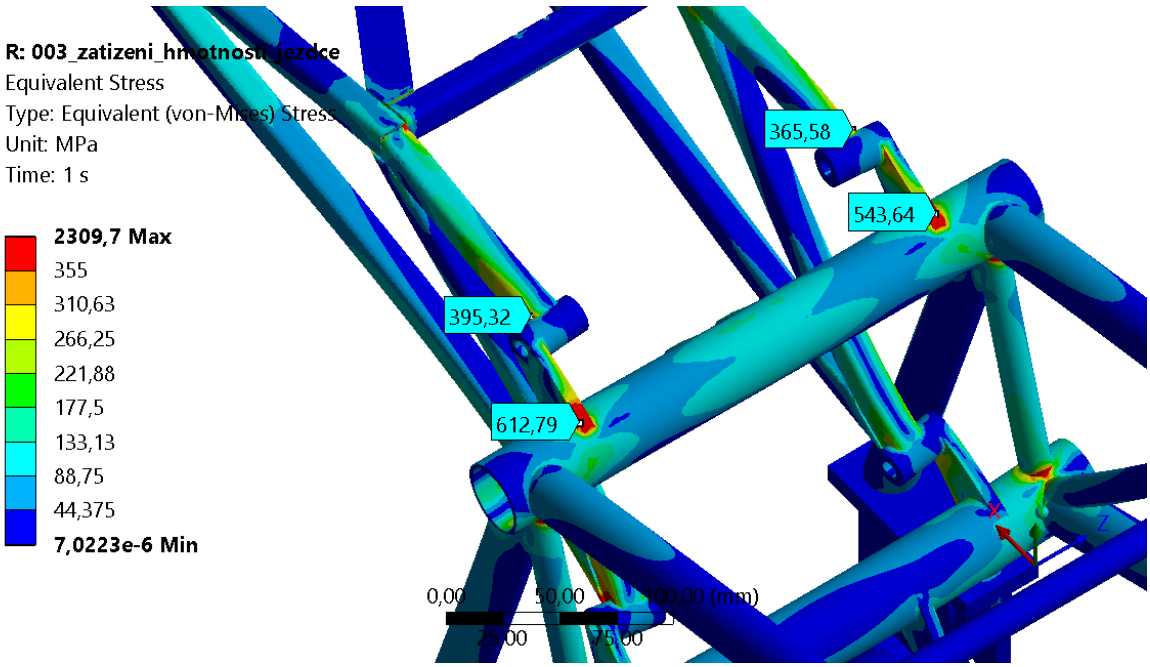
Obrázek 128 - Napětí v rámu po zatížení

Místo nejvyššího napětí je vidět na obrázku (Obrázek 129). Toto napětí je pravděpodobně způsobeno nedokonalým spojením profilů čtvercového průřezu pomocného podsedlového rámu ve výpočetním modelu, tato teorie by musela být ověřena dalším výpočtem. Podobných problémových oblastí je na podsedlovém rámu více.



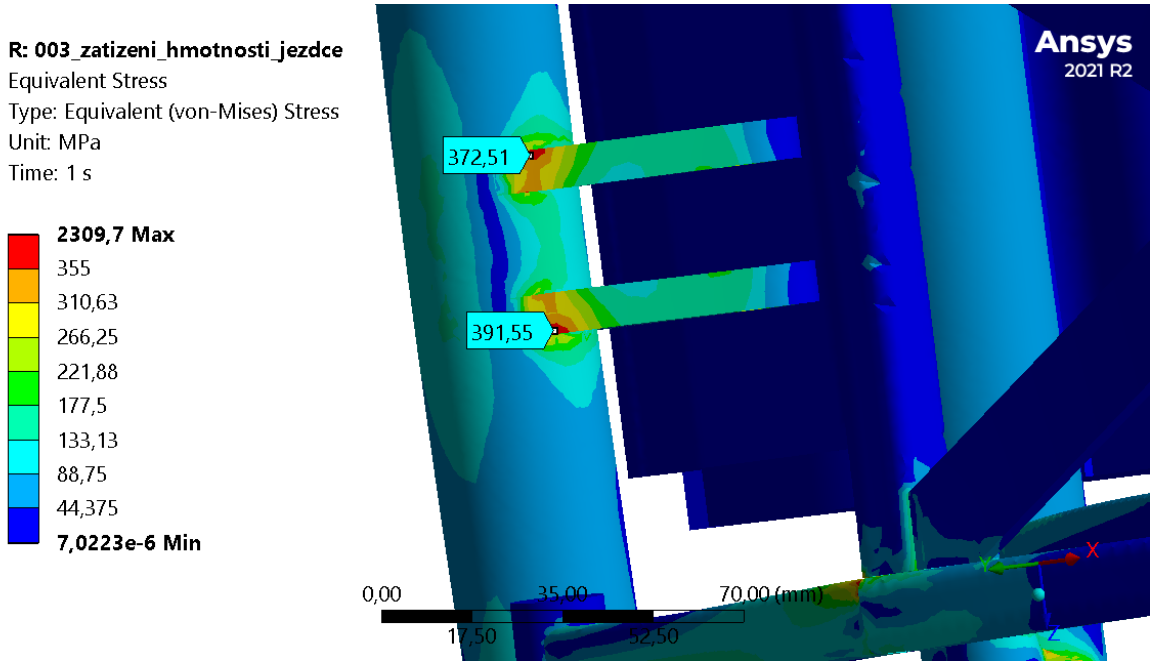
Obrázek 129 - Maximální napětí

Další oblasti, ve kterých došlo k překročení příslušné meze kluzu jsou vidět na obrázku (Obrázek 130). Jedná se o místo spojení horního držáku podsedlového rámu s příčnou trubkou. V případě použití této varianty rámu by muselo být toto problematické místo přepracováno. Druhé problematické místo na tomto obrázku je v místě spojení čtvercového profilu podsedlového rámu s trubkou podsedlového rámu. Toto problematické místo by také muselo být vyřešeno, kdyby měla být použita tato varianta rámu.



Obrázek 130 - Problematické oblasti vysokého napětí

Poslední oblastí, kde byla překročena příslušná mez kluzu, je oblast vetknutí (Obrázek 131). Toto napětí neodpovídá reálnému stavu napětí v rámu motocyklu, je ovlivněno vetknutím.



Obrázek 131 - Vysoké napětí ovlivněné vetknutím

3.9 Porovnání rámů

V této kapitole budou porovnány zjištěné vlastnosti obou variant navrženého rámu. Následně bude vybrána varianta rámu, který bude dále upravován.

V předcházejících kapitolách byly prováděny zátěžné stavy za účelem kontroly napětí v rámu motocyklu. Obě varianty rámu mají své problematické oblasti vysokého napětí nad příslušnou mezí kluzu materiálu R_e, tudíž je nutné vybraný rám dále upravit.

Porovnávané parametry jsou uvedeny v tabulce (Tabulka 12).

Parametr	Rám č. 1	Rám č. 2
Hmotnost rámu $m_r\ [kg]$	13,276	11,696
Torzní tuhost rámu $K_{tr}\ [kN \cdot m \cdot °^{-1}]$	1,41	1,39
Příčná tuhost rámu $K_{pr}\ [kN \cdot mm^{-1}]$	0,34	0,33

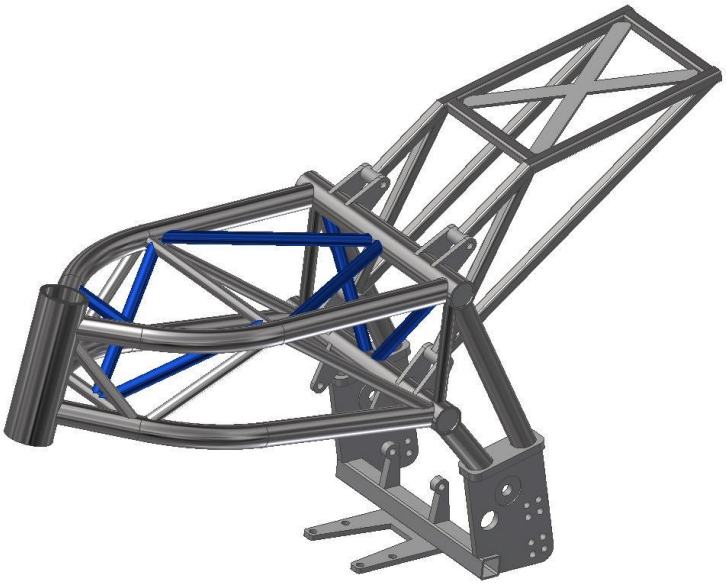
Tabulka 12 - Porovnání parametrů navržených rámů

Hodnoty torzní tuhosti rámu K_{tr} a příčné tuhosti rámu K_{pr} vyšly pro obě varianty velmi podobné, proto se při výběru vhodnějšího rámu stala rozhodující hmotnost rámu m_r. Rám č. 2 by bylo možné značně odlehčit, tím by ale došlo ke snížení hodnot tuhostí rámu. Společným nedostatkem obou rámů jsou nízké hodnoty torzní tuhosti rámu K_{tr} a příčné

tuhosti rámu K_{pr}. Na základě zmíněných poznatků bylo rozhodnuto, že bude v procesu navrhování finálního rámu dále pokračováno s rámem č. 2.

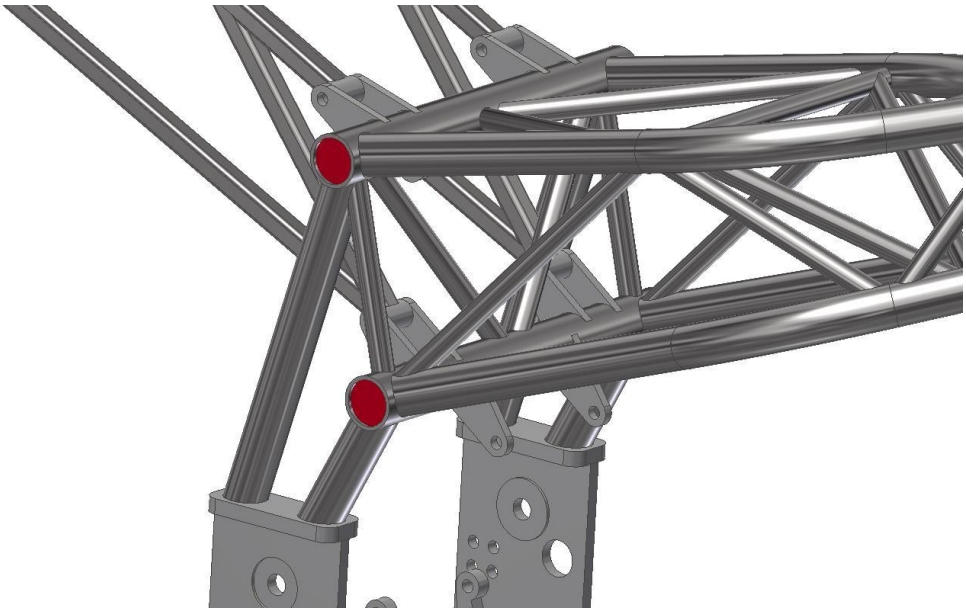
3.10 Úpravy vybraného rámu

Na vybraném rámu byly prováděny úpravy především s cílem zvýšit hodnoty torzní tuhosti rámu K_{tr} a příčné tuhosti rámu K_{pr}, aby bylo dosaženo předem odhadnutých hodnot tuhostí rámu (Tabulka 11). Přidané vzpěry v podobě trubek z chrommolybdenové oceli jsou zvýrazněny modře na obrázku (Obrázek 132). Příčná vzpěra ve spodní části příhradové části hlavního rámu nemohla být přidána kvůli zástavbovému prostoru pohonné jednotky. Dále došlo ke zvětšení průměru podélných ohýbaných trubek příhradové konstrukce rámu.



Obrázek 132 - Přidané vzpěry v podobě chrommolybdenových trubek

Ze zátěžných stavů pro kontrolu napětí vyšly jako problematické oblasti napojení trubek příhradové konstrukce na příčné trubky většího průměru, tato místa byla vyztužena pomocí válečků (Obrázek 133). Válečky jsou na obrázku zvýrazněny červenou barvou.



Obrázek 133 - Vyztužení oblasti spojení trubek

Další oblastí, která byla na původním rámu problematická z hlediska vysokého napětí, je připojení pomocného podsedlového rámu k hlavnímu rámu motocyklu. Za účelem snížení napětí v této oblasti byly zdvojeny úchyty pomocného podsedlového rámu, horní úchyty byly navíc skloněny dozadu, aby se eliminovala páka, přes kterou působila síla vyvolaná zatížením pomocného podsedlového rámu na místo spojení úchytu s horní příčnou trubkou hlavního rámu. Tyto úpravy jsou vidět na obrázku (Obrázek 133).

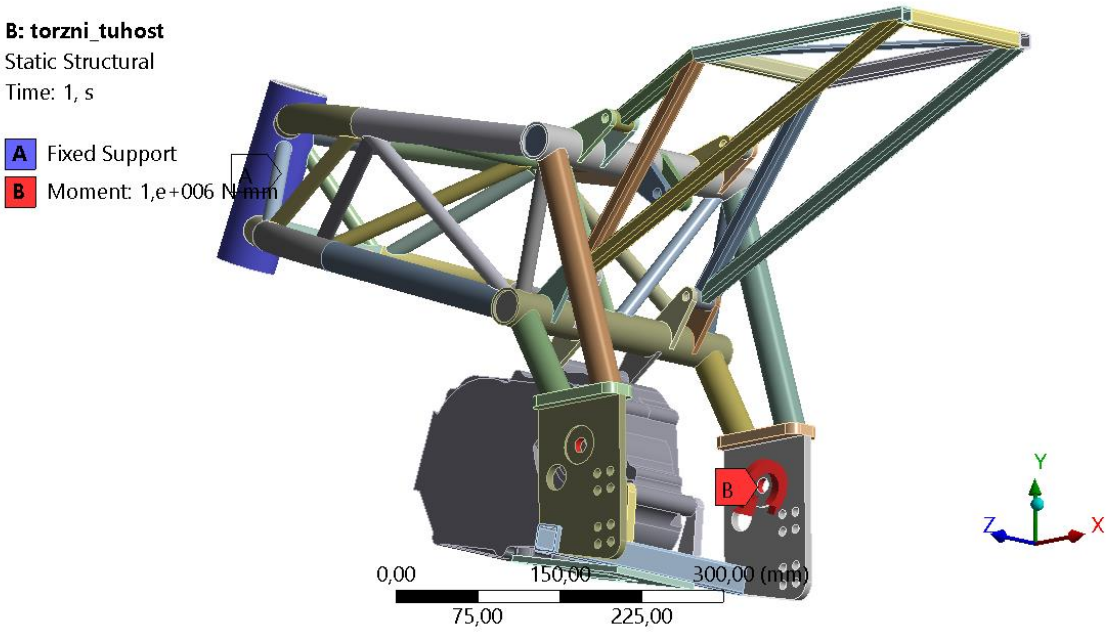
Z hlediska výpočtů napětí byl problematický pomocný podsedlový rám jako celek, jelikož některé plochy čtvercových profilů na sebe nedosedaly přesně, byly mezi nimi mezery způsobené zaoblením profilů. Z tohoto důvodu byl pomocný podsedlový rám přemodelován tak, aby nebyl nadále problematický z výpočetního hlediska.

Dále na rámu proběhlo drobné odlehčení některých částí a byly přidány další otvory pro upevnění držáků stupaček, což zvětšuje rozsah nastavení jejich pozice. Přidávání vzpěr vedlo k nárustu hmotnosti rámu na hodnotu $m_r = 12{,}796\ kg$.

3.11 Výpočet torzní a příčné tuhosti upraveného rámu

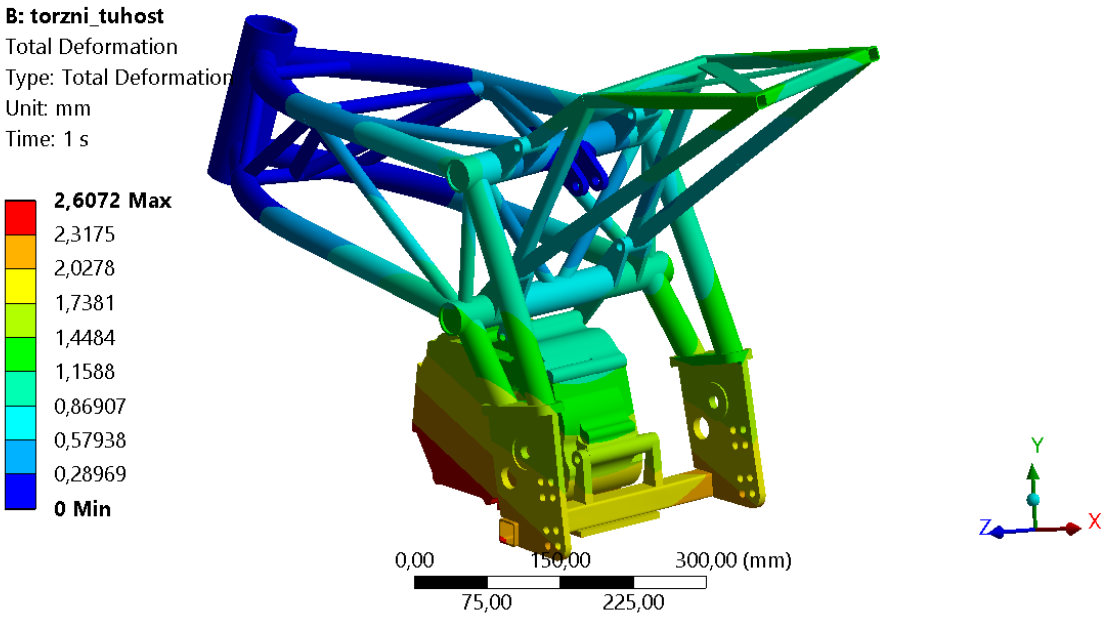
3.11.1 Výpočet torzní tuhosti upraveného rámu

Pro výpočet torzní tuhosti byl rám zatížen momentem $M_z = 1\ kN \cdot m$. Tento moment působí na vnitřní válcové plochy otvorů pro montáž osy zadní kyvné vidlice a vnější válcová plocha hlavy řízení je vetknuta. Vektor zátěžného momentu M_z má směr shodný s osou, okolo které se vyhodnocuje torzní tuhost rámu. Podmínky zatěžování jsou vidět na obrázku (Obrázek 134).



Obrázek 134 - Okrajové podmínky zatěžování pro výpočet torzní tuhosti rámu

Na obrázku (Obrázek 135) je vidět celková deformace rámu.



Obrázek 135 - Celková deformace rámu při zatížení momentem pro určení torzní tuhosti rámu

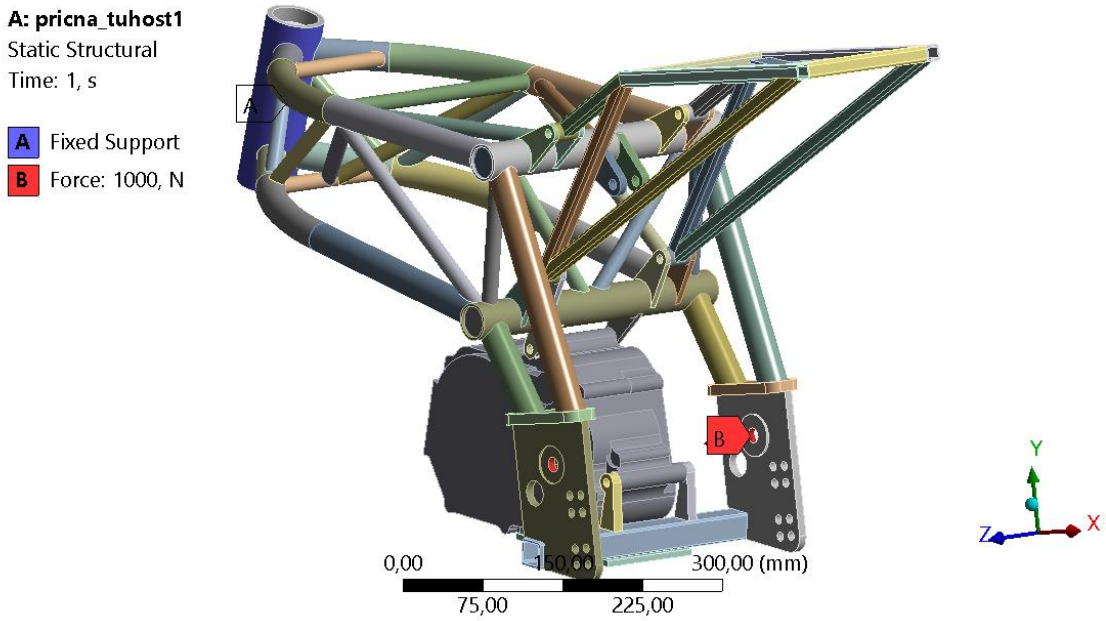
Z odečtených deformací v jednotlivých směrech v místě uložení osy zadní kyvné vidlice byl dopočítán úhel natočení tohoto místa okolo osy pro vyhodnocování torzní tuhosti rámu $\Delta\gamma = 0{,}71\ °$. Torzní tuhost rámu K_{tr} je pak dána rovnicí:

$$K_{tr} = \frac{M_z}{\Delta\gamma} = \frac{1}{0{,}47} = 2{,}13\ kN \cdot m \cdot {}^{\circ -1} \tag{66}$$

Kde K_{tr} je torzní tuhost rámu, M_z je zátěžný moment a $\Delta\gamma$ natočení okolo osy pro vyhodnocování torzní tuhosti.

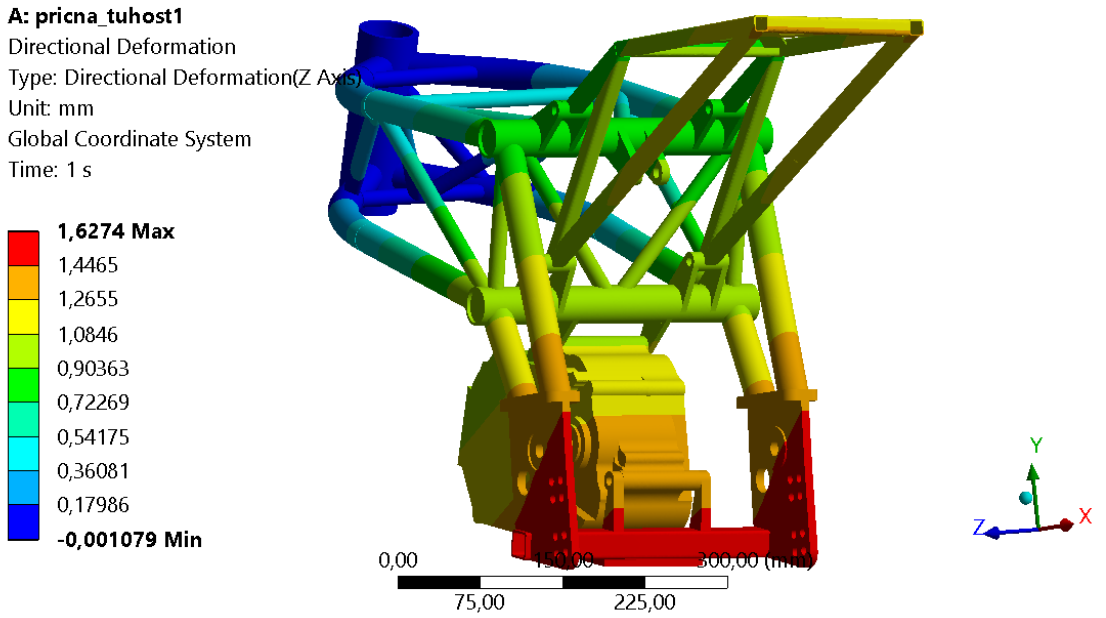
3.11.2 Výpočet příčné tuhosti upraveného rámu

Pro výpočet příčné tuhosti byl rám zatížen silou $F_{zp} = 1\ kN$. Tato síla působí na vnitřní válcové plochy otvorů pro montáž osy zadní kyvné vidlice a vnější válcová plocha hlavy řízení je vetknuta. Vektor zátěžné síly F_{zp} je kolmý na svislou podélnou rovinu rámu motocyklu. Podmínky zatěžování jsou vidět na obrázku (Obrázek 136).



Obrázek 136 - Okrajové podmínky zatěžování pro výpočet příčné tuhosti rámu

Na obrázku (Obrázek 137) je vidět deformace rámu v příčném směru.



Obrázek 137 - Příčná deformace rámu při zatížení silou pro určení příčné tuhosti rámu

V místě uložení osy zadní kyvné vidlice byla odečtena deformace ve směru osy z o velikosti $\Delta z = 2{,}97\ mm$. Příčná tuhost rámu K_{tp} je pak dána rovnicí:

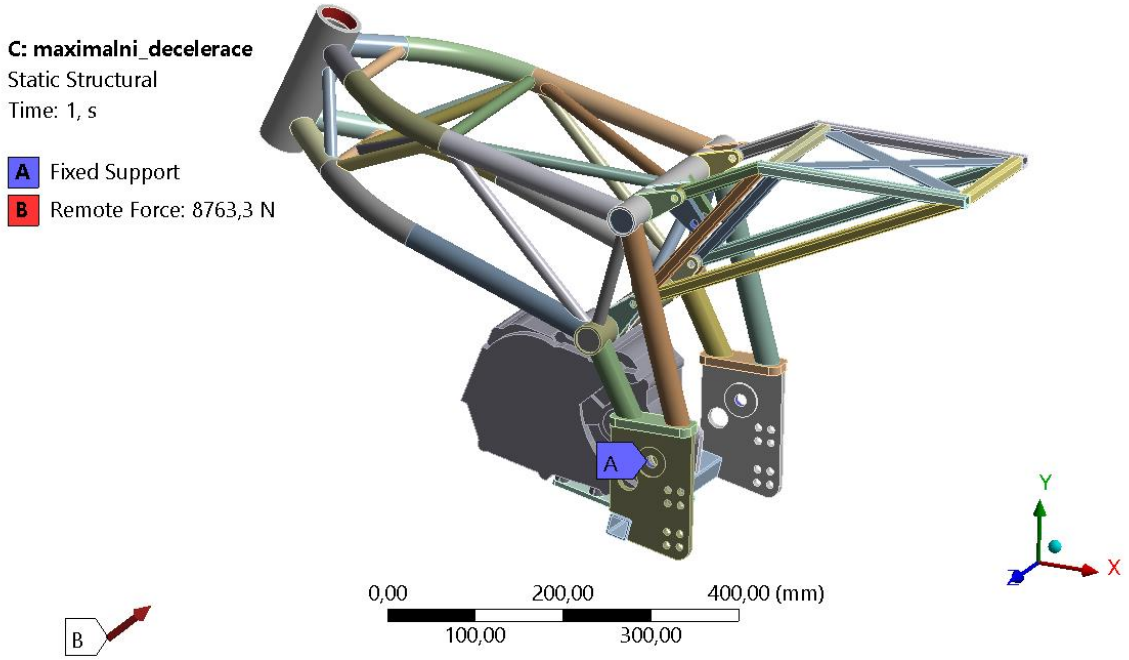
$$K_{tp} = \frac{F_{zp}}{\Delta z} = \frac{1}{1{,}42} = 0{,}70\ kN \cdot mm^{-1} \tag{67}$$

Kde K_{tp} je příčná tuhost rámu, F_{zp} je zátěžná síla a Δz je deformace ve směru osy z.

3.12 Výpočty pro kontrolu napětí v upraveném rámu

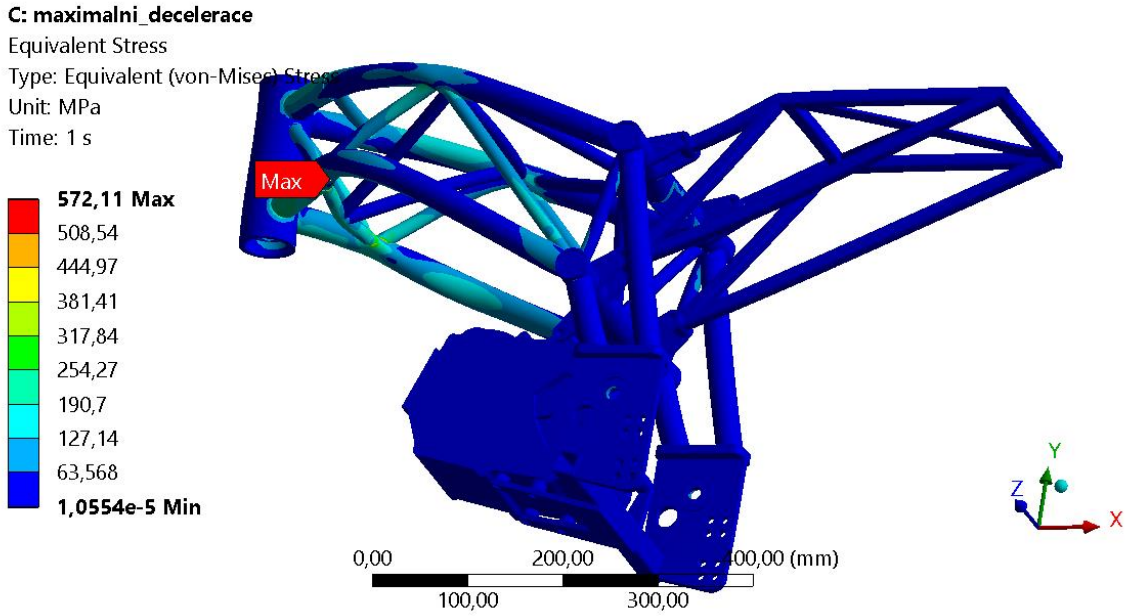
3.12.1 Kontrola napětí v upraveném rámu – Zátěžný stav simulující maximální deceleraci motocyklu

V tomto zátěžném stavu jsou aplikovány následující zátěžné síly v kontaktním bodě pneumatiky předního kola s vozovkou. Svislé zatížení předního kola má hodnotu $N_f = 5886\ N$ a brzdná síla na předním kole má hodnotu $F_b = 6492{,}3\ N$. Tyto síly působí na dosedací plochy ložisek v hlavě řízení (všechny dosedací plochy spodního i horního ložiska). Vnitřní válcové plochy otvorů pro osu zadní kyvné vidlice a válcové plochy otvorů pro uchycení centrální pružící jednotky jsou vetknuty. Podmínky zátěžného stavu jsou vidět na obrázku (Obrázek 138).



Obrázek 138 - Okrajové podmínky zátěžného stavu

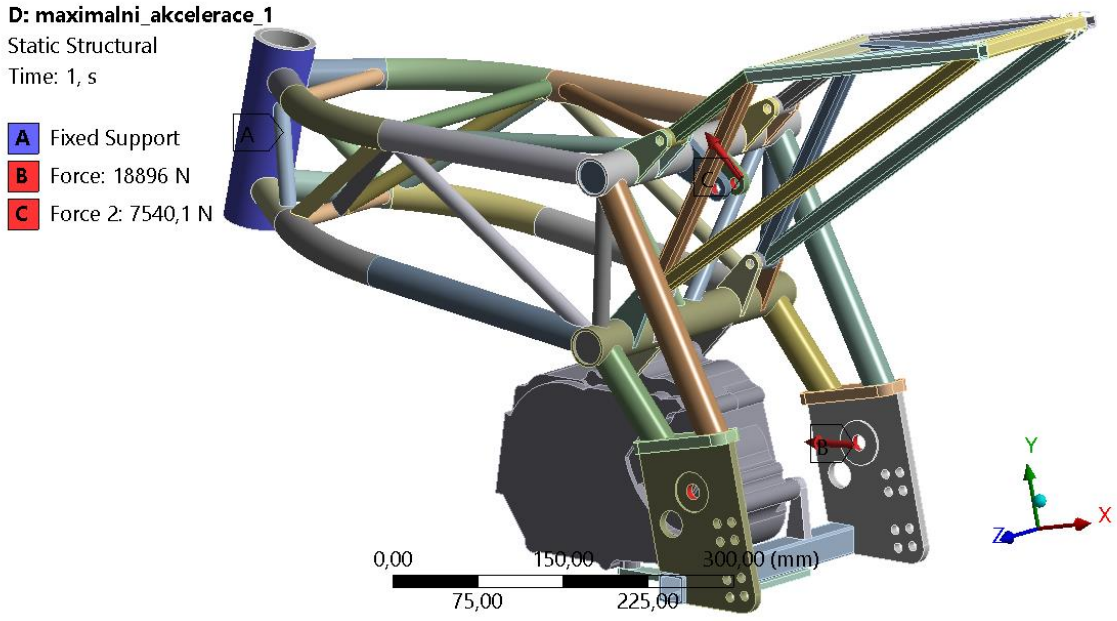
Na obrázku (Obrázek 139) je vidět napětí σ (ekvivalentní von Misesovo) v rámu motocyklu po zatížení. Místo nejvyššího napětí je v oblasti spojení trubek příhradové konstrukce. Vzhledem k tomu, že v žádném místě rámu nebyla překročena příslušná mez kluzu R_e, je rám z hlediska kontroly napětí tímto zátěžným stavem vyhovující.



Obrázek 139 - Napětí v rámu po zatížení

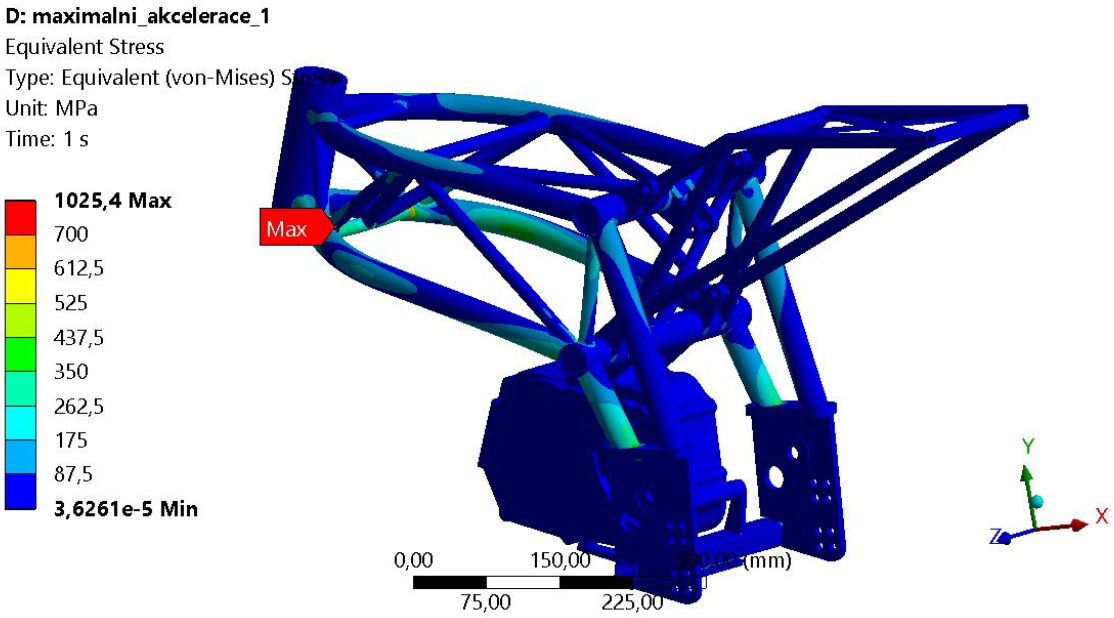
3.12.2 Kontrola napětí v upraveném rámu – Zátěžný stav simulující maximální akceleraci motocyklu s nulovým propružením kol

V tomto zátěžném stavu simulujícím maximální akceleraci motocyklu s nulovým propružením kol byly použity zátěžné síly $A_x = -18733{,}62\ N$, $A_y = -2471{,}76\ N$ působící na vnitřní válcové plochy otvorů pro osu zadní kyvné vidlice a současně $C_x = -4324{,}8\ N$ a $C_y = -6176{,}46\ N$ působící na vnitřní válcové plochy otvorů pro připojení centrální pružící jednotky k rámu. Vnější válcová plocha hlavy řízení je vetknuta. Podmínky zátěžného stavu jsou vidět na obrázku (Obrázek 140).



Obrázek 140 - Okrajové podmínky zátěžného stavu

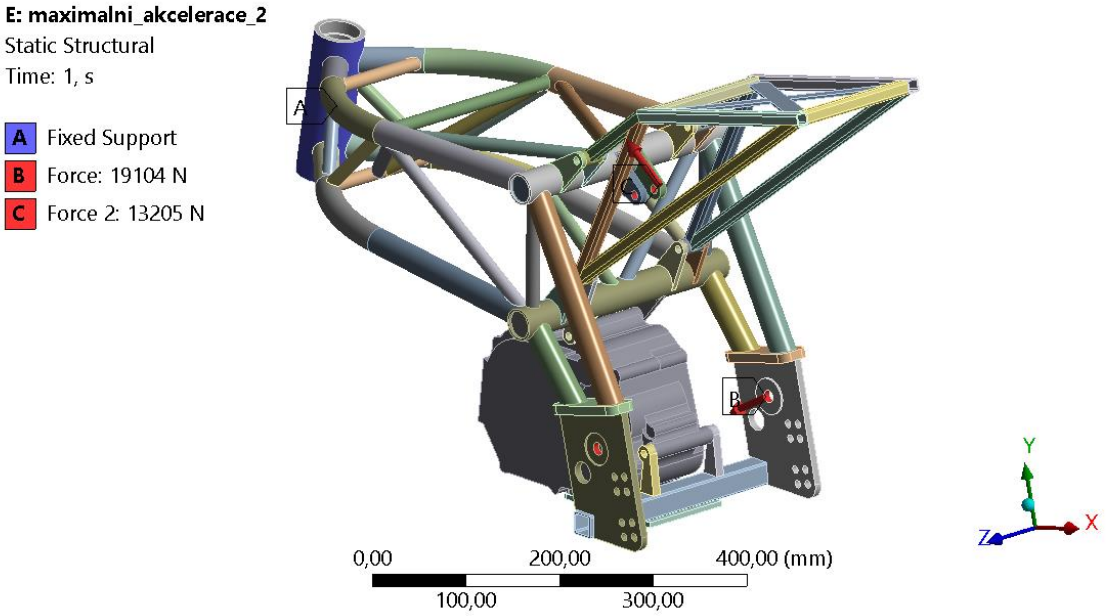
Na obrázku (Obrázek 141) je vidět napětí σ (ekvivalentní von Misesovo) v rámu motocyklu po zatížení. Místo nejvyššího napětí je v oblasti spojení trubek příhradové konstrukce v blízkosti vetknutí. Hodnota napětí je ovlivněna vetknutím a neodpovídá reálnému stavu napětí v rámu motocyklu. Navíc jde pravděpodobně o bodové napětí ovlivněné nedokonalostí výpočetního modelu. S ohledem na zmíněný vliv vetknutí není potřeba ověřovat hypotézu o bodovém napětí způsobeném nedokonalostí výpočetního modelu. Vzhledem k tomu, že v žádné další oblasti rámu nebyla překročena příslušná hodnota meze kluzu R_e, je rám z hlediska kontroly napětí tímto zátěžným stavem vyhovující.



Obrázek 141 - Napětí v rámu po zatížení

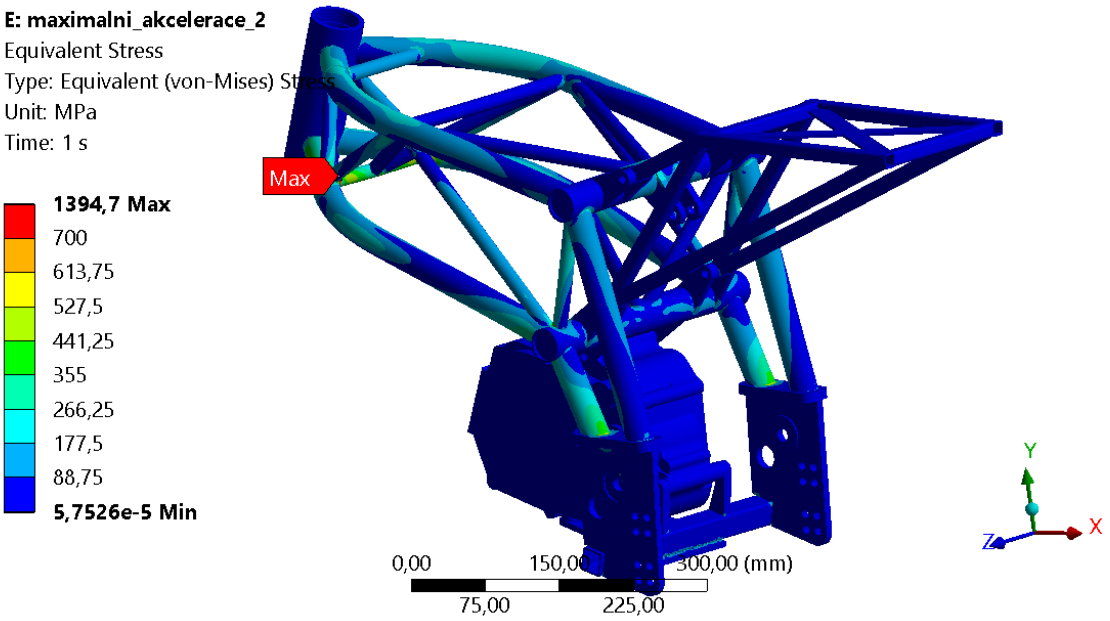
3.12.3 Kontrola napětí v upraveném rámu – Zátěžný stav simulující maximální akceleraci motocyklu s maximálním propružením kol

V tomto zátěžném stavu simulujícím maximální akceleraci motocyklu s maximálním propružením kol byly použity zátěžné síly $A_x = -18352{,}62\ N$, $A_y = 5304{,}81\ N$ působící na vnitřní válcové plochy otvorů pro osu zadní kyvné vidlice a současně $C_x = -8573{,}91\ N$ a $C_y = -10042{,}38\ N$ působící na vnitřní válcové plochy otvorů pro připojení centrální pružící jednotky k rámu. Vnější válcová plocha hlavy řízení je vetknuta. Podmínky zátěžného stavu jsou vidět na obrázku (Obrázek 142).



Obrázek 142 - Okrajové podmínky zátěžného stavu

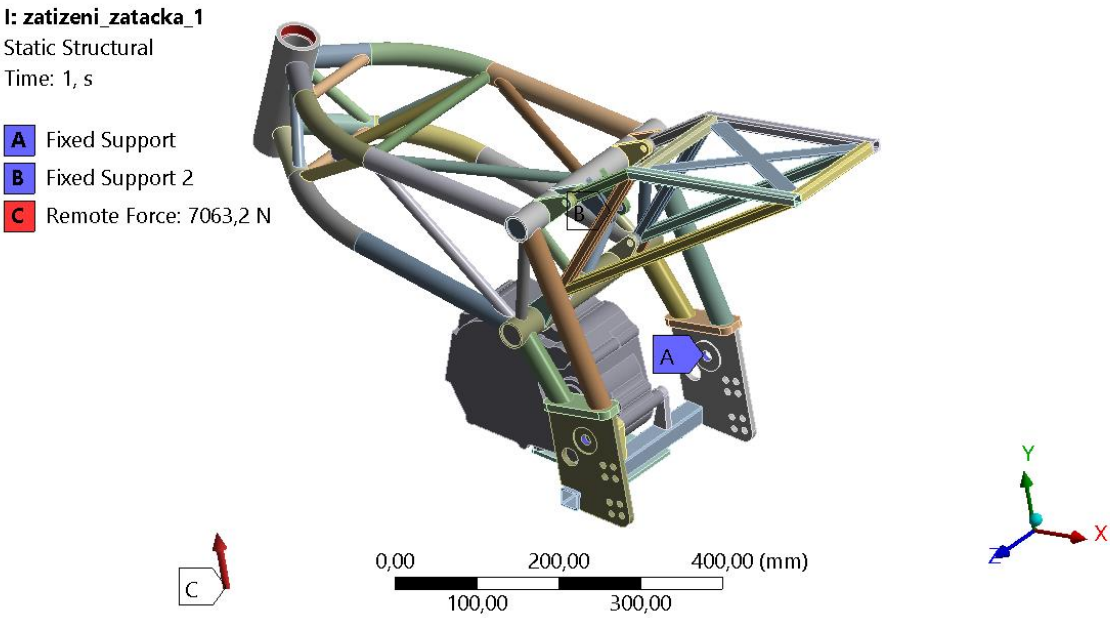
Na obrázku (Obrázek 143) je vidět napětí σ (ekvivalentní von Misesovo) v rámu motocyklu po zatížení. Místo nejvyššího napětí je stejně jako u předcházejícího zátěžného stavu v oblasti spojení trubek příhradové konstrukce v blízkosti vetknutí. Hodnota napětí je ovlivněna vetknutím a neodpovídá reálnému stavu napětí v rámu motocyklu. Navíc jde pravděpodobně o bodové napětí ovlivněné nedokonalostí výpočetního modelu. S ohledem na zmíněný vliv vetknutí není potřeba ověřovat hypotézu o bodovém napětí způsobeném nedokonalostí výpočetního modelu. Vzhledem k tomu, že v žádné další oblasti rámu nebyla překročena příslušná hodnota meze kluzu R_e, je rám z hlediska kontroly napětí tímto zátěžným stavem vyhovující.



Obrázek 143 - Napětí v rámu po zatížení

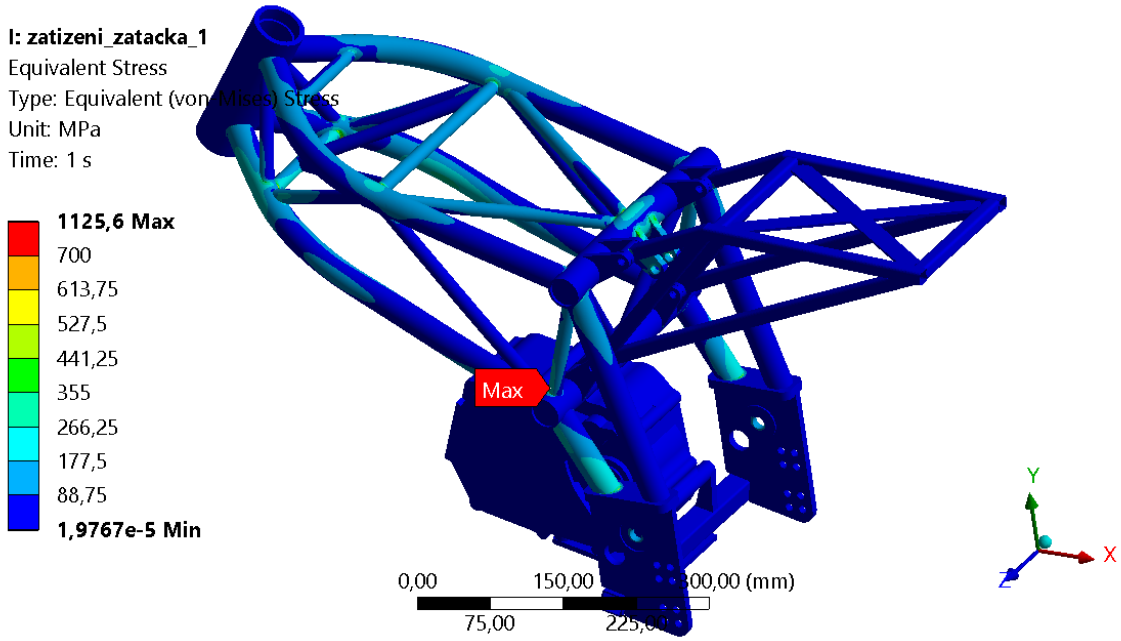
3.12.4 Kontrola napětí v upraveném rámu – Zátěžný stav simulující namáhání silou v kontaktním bodě přední pneumatiky s vozovkou při průjezdu zatáčkou

V tomto zátěžném stavu je aplikována zátěžná síla $N_f = 7063{,}2\ N$ v kontaktním bodě pneumatiky předního kola s vozovkou. Tato zátěžná působí na dosedací plochy ložisek v hlavě řízení (všechny dosedací plochy spodního i horního ložiska). Vnitřní válcové plochy otvorů pro osu zadní kyvné vidlice a vnitřní válcové plochy otvorů pro připojení centrální pružící jednotky jsou vetknuty. Podmínky zátěžného stavu jsou vidět na obrázku (Obrázek 144).



Obrázek 144 - Okrajové podmínky zátěžného stavu

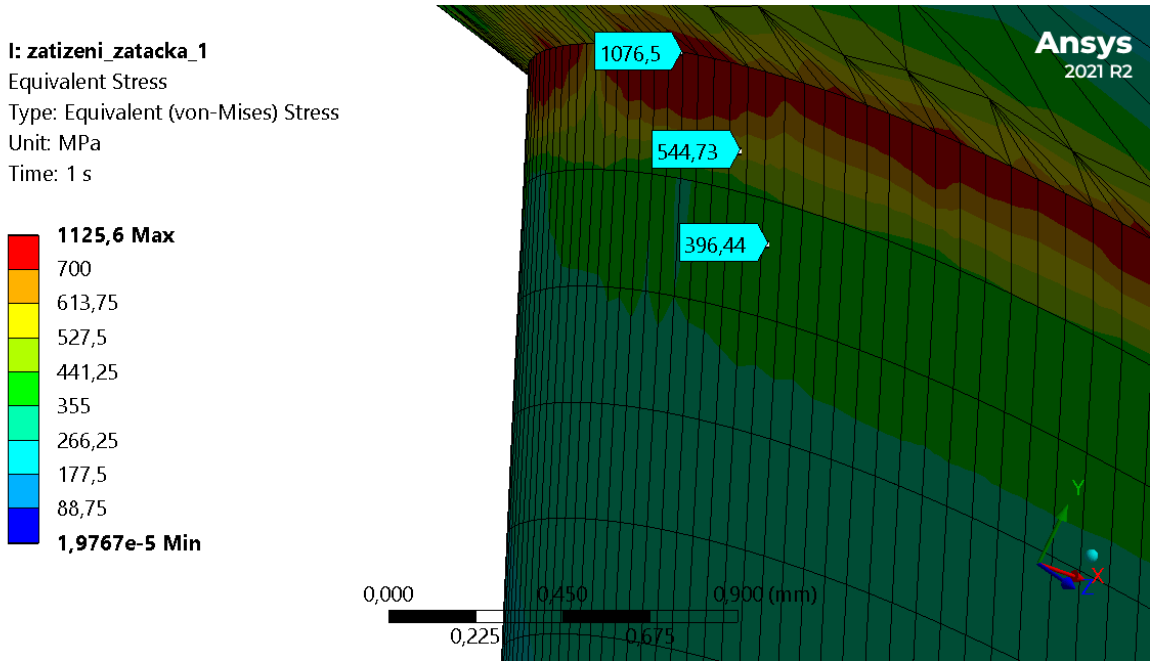
Na obrázku (Obrázek 145) je vidět napětí σ (ekvivalentní von Misesovo) v rámu motocyklu po zatížení.



Obrázek 145 - Napětí v rámu po zatížení

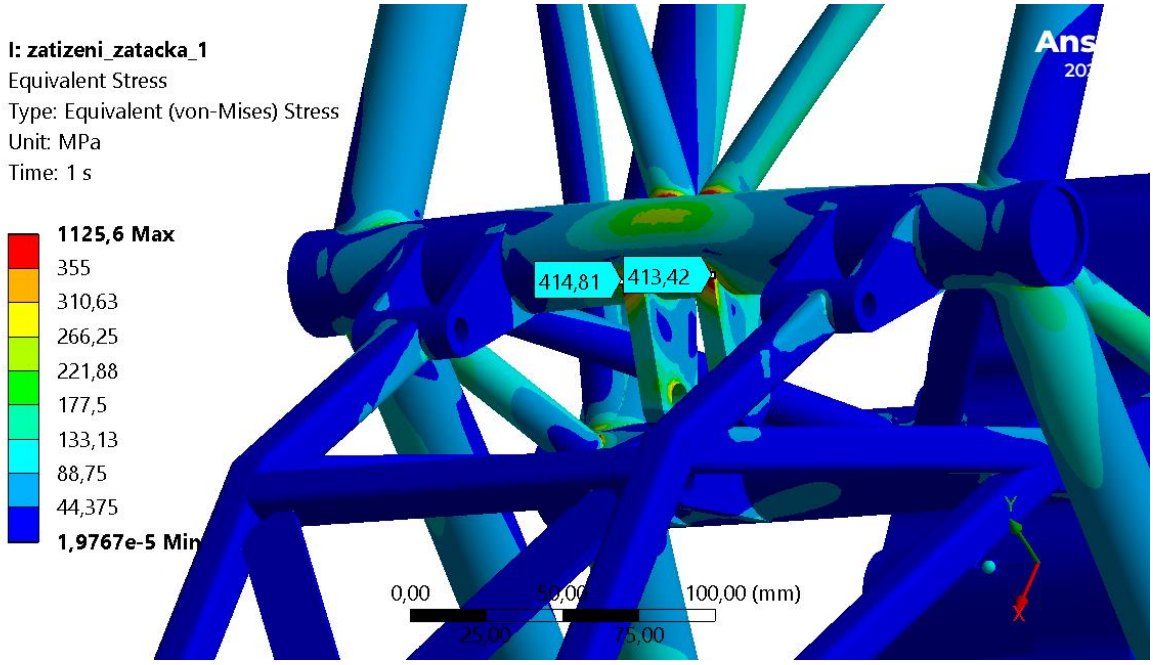
Nejvyšší napětí vyšlo v oblasti spojení trubek se spodní příčnou trubkou příhradové konstrukce

Nejvyšší napětí vyšlo v oblasti spojení trubek se spodní příčnou trubkou příhradové konstrukce. Jedná se o napěťovou špičku na rozhraní profilů a lze ji považovat za chybu způsobenou nedokonalostí výpočetního modelu. Pro podpoření tohoto tvrzení byla v problematickém místě zjemněna síť (Obrázek 146). Na obrázku je vidět rychlá změna napětí v prostoru, oblast napětí nad mezí kluzu nemá šířku ani jednoho elementu. Navíc je tato problematická oblast zároveň místem, kde bude na reálné konstrukci svařováním přidán materiál.



Obrázek 146 - Oblast vysokého napětí nad hodnotou meze kluzu

Druhou oblastí, kde byla překročena příslušná hodnota meze kluzu R_e je napojení úchytů centrální pružící jednotky na horní příčnou trubku (Obrázek 147). Jedná se o napětí ovlivněné vetknutím v místě válcových ploch otvorů pro připojení centrální pružící jednoty. Vypočtené napětí v této oblasti neodpovídá reálnému napětí v rámu motocyklu.

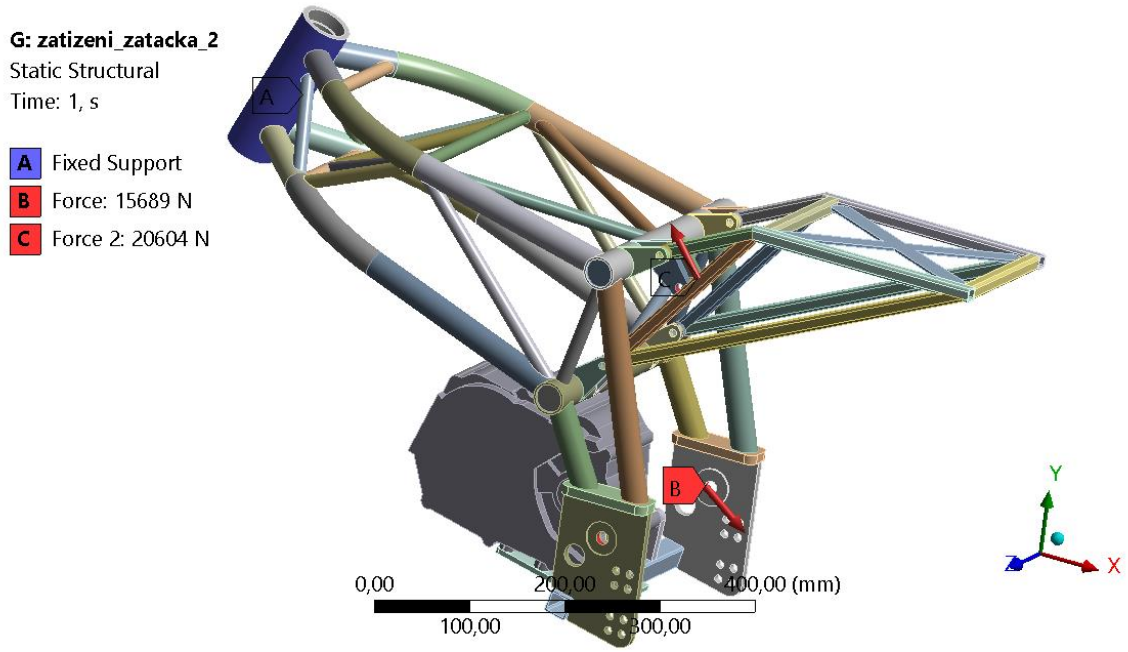


Obrázek 147 - Vysoké napětí ovlivněné vetknutím

Vzhledem k tomu, že v žádné další oblasti nedošlo k překročení příslušné meze kluzu R_e, je rám z hlediska kontroly napětí tímto zátěžným stavem vyhovující.

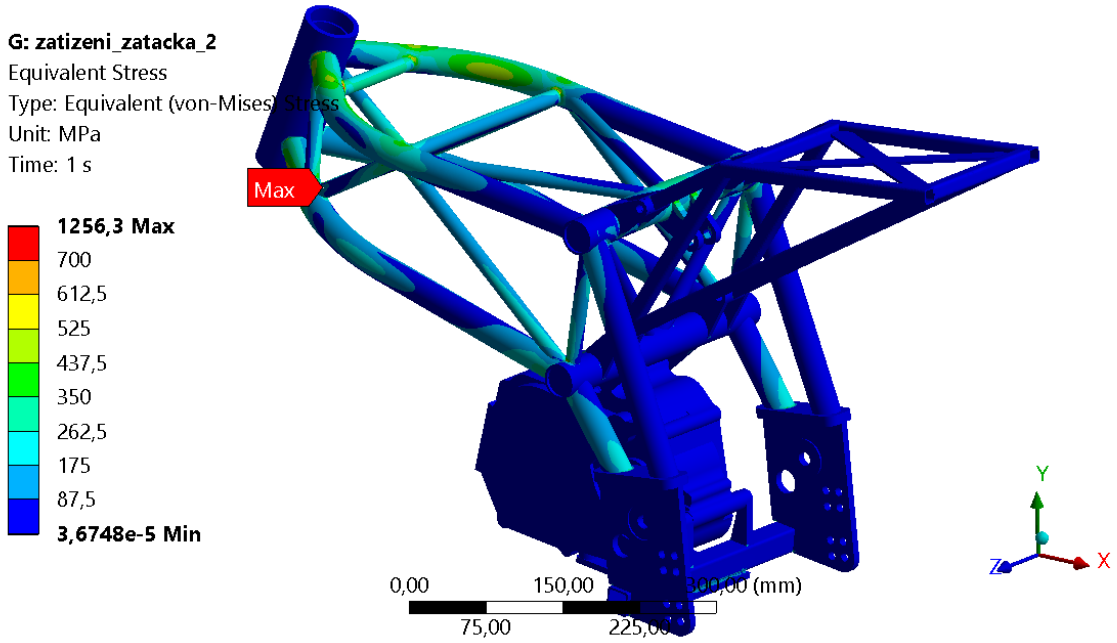
3.12.5 Kontrola napětí v upraveném rámu – Zátěžný stav simulující namáhání silou

V tomto zátěžném stavu simulujícím namáhání silou v kontaktním bodě zadní pneumatiky s vozovkou byly použity zátěžné síly $A_x = 12782{,}76\ N$, $A_y = 9095{,}76\ N$ působící na vnitřní válcové plochy otvorů pro osu zadní kyvné vidlice a současně $C_x = -12782{,}76\ N$ a $C_y = -16158{,}96\ N$ působící na vnitřní válcové plochy otvorů pro připojení centrální pružící jednotky k rámu. Vnější válcová plocha hlavy řízení je vetknuta. Podmínky zátěžného stavu jsou vidět na obrázku (Obrázek 148).



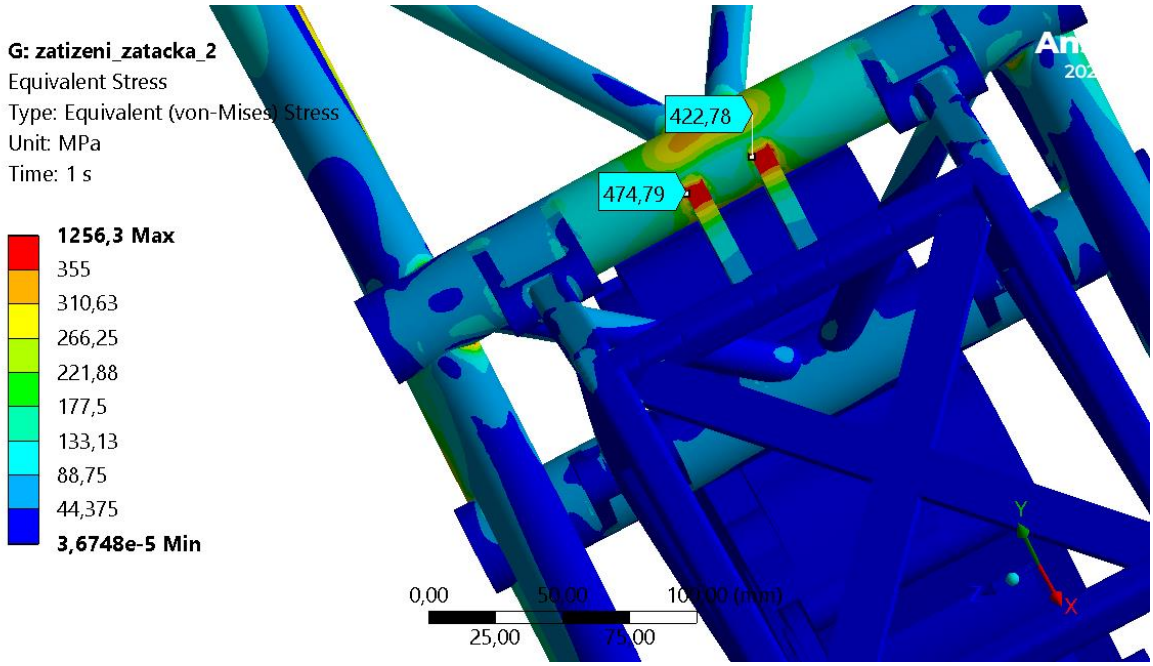
Obrázek 148 - Okrajové podmínky zátěžného stavu

Na obrázku (Obrázek 145) je vidět napětí σ (ekvivalentní von Misesovo) v rámu motocyklu po zatížení. Místo nejvyššího napětí je v oblasti spojení trubek příhradové konstrukce v blízkosti vetknutí. Hodnota napětí je ovlivněna vetknutím a neodpovídá reálnému stavu napětí v rámu motocyklu. Navíc jde pravděpodobně o bodové napětí ovlivněné nedokonalostí výpočetního modelu. S ohledem na zmíněný vliv vetknutí není potřeba ověřovat hypotézu o bodovém napětí způsobeném nedokonalostí výpočetního modelu.



Obrázek 149 - Napětí v rámu po zatížení

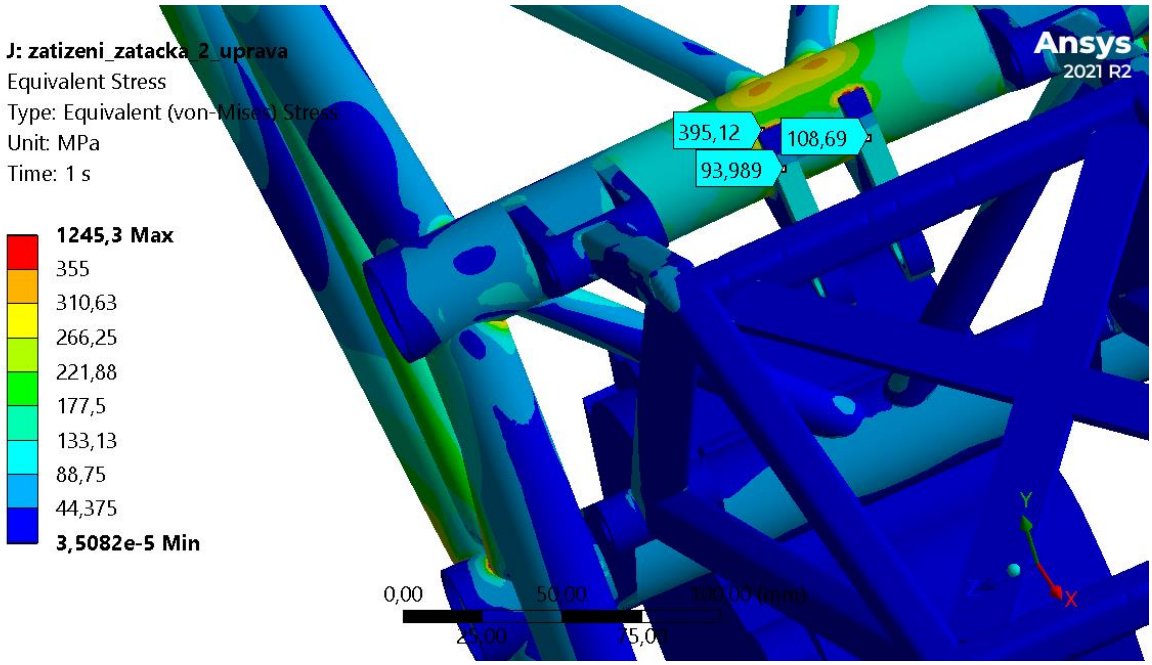
Napětí přesahující příslušnou mez kluzu R_e vyšlo v materiálu úchytů centrální pružící jednotky (Obrázek 150). Tato oblast nebyla před úpravami rámu problematická, vysoké napětí je důsledkem přidaných vzpěr v blízkosti úchytů.



Obrázek 150 - Oblast vysokého napětí na úchytech centrální pružící jednotky

Jako řešení tohoto problému bylo zvoleno přepracování úchytů tak, aby na nich nevznikalo napětí přesahující mez kluzu materiálu $R_e = 355\ N \cdot mm^{-2}$. Nové úchyty jsou vidět na obrázku (Obrázek 151). Přidání materiálu na úchyty vyřešilo problém s vysokým napětím. Na obrázku je zvýrazněno i napětí $\sigma = 395{,}12\ N \cdot mm^{-2}$, které je ovem

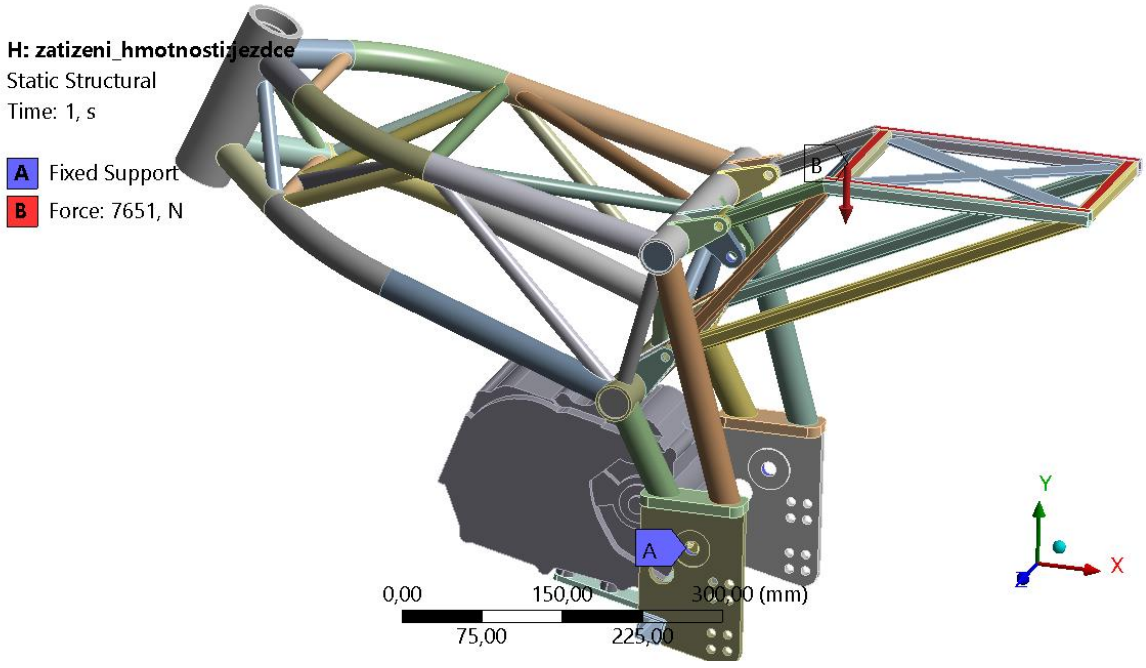
v materiálu horní příčné trubky s mezí kluzu $R_e = 355\ N \cdot mm^{-2}$. Po provedení této úpravy je rám vyhovující z hlediska kontroly napětí tímto zátěžným stavem.



Obrázek 151 - Řešení problematického místa

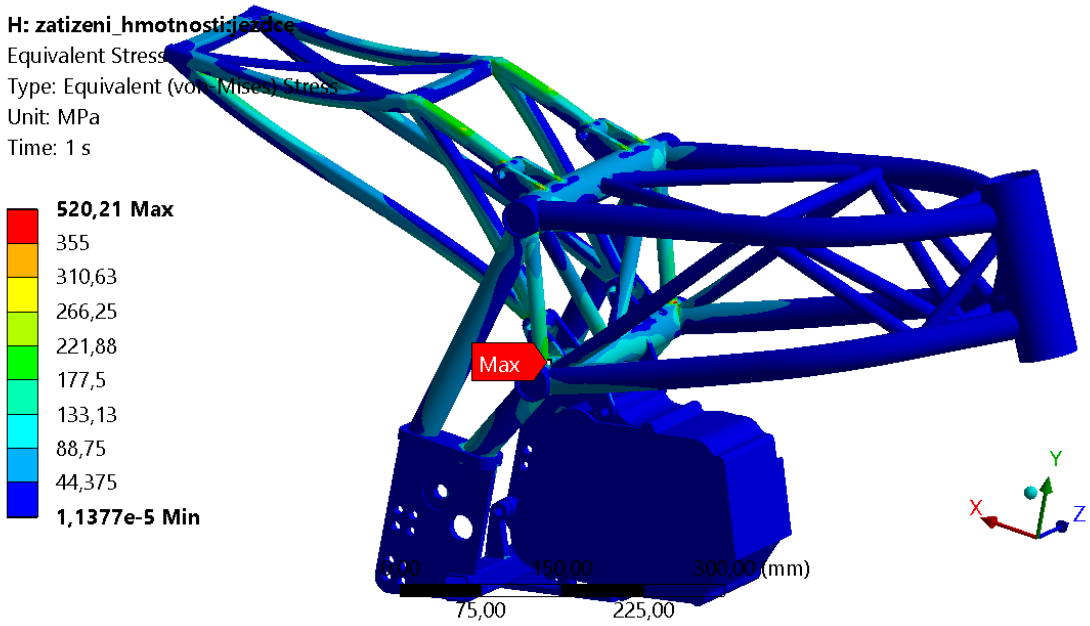
3.12.6 Kontrola napětí v upraveném rámu – Zátěžný stav pro kontrolu napětí v pomocném podsedlovém rámu

V tomto zátěžném stavu působí zátěžná síla $F_j = 7063{,}2\ N$ na horní vnější vodorovné plochy trubek čtvercového profilu pomocného podsedlového rámu. Válcové otvory pro osu zadní kyvné vidlice a válcové plochy otvorů pro připojení centrální pružící jednotky jsou vetknuty. Podmínky zátěžného stavu jsou vidět na obrázku (Obrázek 152).



Obrázek 152 - Okrajové podmínky zátěžného stavu

Na obrázku (Obrázek 153) je vidět napětí σ (ekvivalentní von Misesovo) v rámu motocyklu po zatížení. Místo nejvyššího napětí je v oblasti spojení trubek příhradové konstrukce. Vzhledem k tomu, že v žádném místě rámu nebyla překročena příslušná mez kluzu R_e, je rám z hlediska kontroly napětí tímto zátěžným stavem vyhovující.



Obrázek 153 - Napětí v rámu po zatížení

3.13 Zhodnocení úprav rámu

Díky provedeným úpravám nedošlo při kontrole napětí v rámu pomocí dříve uvedených zátěžných stavů k překročení příslušné meze kluzu R_e v závislosti na materiálu části rámu. Tímto byly splněny požadované podmínky kontrol napětí v rámu.

Úpravy měly také pozitivní vliv na zvýšení hodnot torzní tuhosti rámu K_{tr} a příčné tuhosti rámu K_{pr} (Tabulka 13).

	Torzní tuhost rámu $K_{tr}\ [kN \cdot m \cdot {}^{\circ -1}]$	Příčná tuhost rámu $K_{pr}\ [kN \cdot mm^{-1}]$
Odhadovaná vhodná hodnota	1,63 – 3,81	0,54 – 1,63
Návrh rámu č. 1	1,41	0,34
Návrh rámu č. 2	1,39	0,33
Výsledný návrh rámu	2,13	0,70

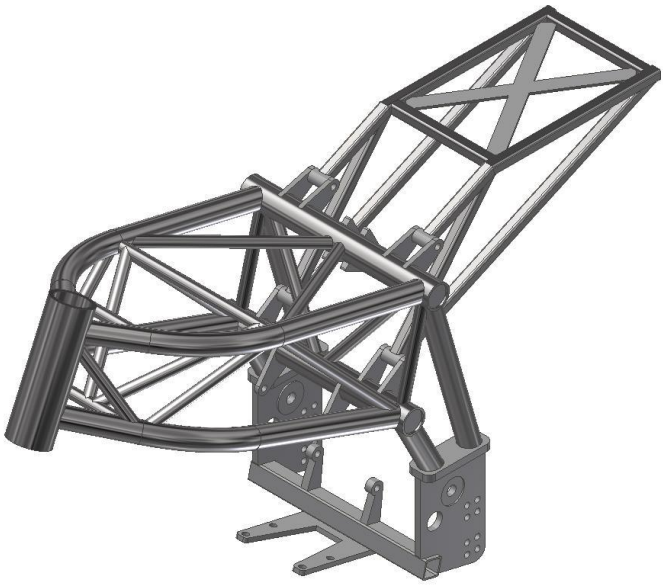
Tabulka 13 - Porovnání hodnot tuhostí rámů

Negativní dopad měly úpravy na hmotnost rámu m_r (Tabulka 14). Pozitivní je, že hmotnost výsledného rámu po úpravách je nižší než hmotnost rámu č. 1. Hodnoty uvedené v tabulce jsou hmotnosti rámů bez svarů.

	Hmotnost rámu $m_r\ [kg]$
Návrh rámu č. 1	13,276
Návrh rámu č. 2	11,696
Výsledný návrh rámu	12,860

Tabulka 14 - Porovnání hmotností rámů

Výsledný návrh rámu (Obrázek 154) splnil všechny podmínky, které byly stanoveny a není tedy nutné ho dále upravovat.



Obrázek 154 - Výsledný návrh rámu

3.14 Návrh výroby rámu

Přípravnými operacemi bude nařezaní, zabroušení a případné ohýbaní jednotlivých profilů. Současně může probíhat výroba jednotlivých plechových dílů. Následuje očištění a příprava ploch pro svařování.

Vzhledem k tomu, že se jedná o výrobu prototypu, na kterém budou prováděny praktické zkoušky s cílem ověření dosažená vhodných jízdních vlastností motocyklu, není z finančního hlediska vhodné vyrábět specializované přípravky pro svařování rámu. Na základě jízdních zkoušek může dojít k úpravám rámu, a to by mohlo způsobit nepoužitelnost takových přípravků pro následnou výrobu rámů. Zároveň je na trhu několik vhodných univerzálních přípravků pro svařování motocyklových rámů. Příklad takového přípravku je na obrázku (Obrázek 155). Pro zajištění správných připojovacích rozměrů pohonné jednotky bude vzhledem k nízké ceně pohonné jednotky budou příslušné části pohonné jednotky použity jako svařovací přípravek (nevyplatí se vyrábět specializovaný přípravek). Svařování bude prováděno metodou TIG. Pro zajištění požadovaných vlastností rámu po svaření je nutné rám vyžíhat.

Obrázek 155 - Univerzální svařovací přípravek [59]

4 Závěr

Diplomovou práci jsem uvedl stručným představením kategorie Mini GP a jejími technickými řády.

V teoretické části práce byla provedena rešerše základní geometrie motocyklových rámu, konstrukčních řešení motocyklových rámů. Následovaná rešerší motocyklů kategorie Mini GP.

V praktické části práce byla navržena základní geometrie rámu motocyklu, dále byly stanoveny podmínky tuhostí rámu. Následně byly definovány zátěžné stavy pro kontrolu napětí v rámu motocyklu, které byly dále počítány pomocí metody konečných prvků. Tyto výpočty byly provedeny pro dvě konstrukční varianty rámu, na základě výsledků byla jedna z konstrukčních variant vybrána k dalším úpravám. Nakonec byly znovu propočítány všechny zátěžné stavy pro tuhostní i pevnostní podmínky rámu na upravené variantě rámu. Finální návrh rámu splnil všechny předem určené tuhostní i pevnostní podmínky.

Práce je zakončena nastíněním způsobu výroby samotného rámu.

5 Seznam použitých veličin

Značka veličiny	Jednotka	Význam
a	$[mm]$	Osová vzdálenost řetězového převodu
a	$[mm]$	Stopa
a_a	$[m \cdot s^{-2}]$	Zrychlení motocyklu
a_b	$[m \cdot s^{-2}]$	Brzdné zrychlení motocyklu
a_n	$[mm]$	Normálová stopa
A_x	$[N]$	Vodorovná reakce v místě uložení zadní kyvné vidlice v rámu
A_y	$[N]$	Svislá reakce v místě uložení zadní kyvné vidlice v rámu
b	$[mm]$	Stopa zadního kola
b_n	$[mm]$	Normálová stopa zadního kola
C	$[N]$	Síla v centrální pružící jednotce
C_x	$[N]$	Vodorovná složka síly C
C_y	$[N]$	Svislá složka síly C
d	$[mm]$	Offset přední vidlice
d_1	$[mm]$	Průměr roztečné kružnice předního řetězového kola sekundárního převodu
d_2	$[mm]$	Průměr roztečné kružnice zadního řetězového kola sekundárního převodu
F	$[N]$	Síla
F_c	$[N]$	Tahová síla vyvozená odstředivou silou v řetězu
F_j	$[N]$	Zátěžná síla na pomocný podsedlový rám od hmotnosti jezdce
F_k	$[N]$	Zátěžná síla zatěžující zadní kyvnou vidlici v místě připojení zadního kola
F_{kx}	$[N]$	Vodorovná složka síly F_k
F_{ky}	$[N]$	Síla působící na zadní kolo ve svislém směru
F_{ky}	$[N]$	Svislá složka síly F_k
F_m	$[N]$	Tahová síla způsobená hmotností řetězu
F_o	$[N]$	Obvodová síla řetězu
F_p	$[N]$	Síla působící na pružinu
F_{zp}	$[N]$	Zátěžná síla pro výpočet příčné tuhosti rámu
F_1	$[N]$	Síla v tažné větvi řetězu
F_2	$[N]$	Síla ve volné větvi řetězu
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Tíhové zrychlení
h_j	$[cm]$	Výška jezdce
$h_{řn}$	$[mm]$	Návrhová výška řídítek
h_{tc}	$[mm]$	Výška společného těžiště motocyklu a jezdce
k_p	$[N \cdot mm^{-1}]$	Tuhost pružiny
k_{pef}	$[N \cdot mm^{-1}]$	Efektivní tuhost pružiny
$k_{pefnorm}$	$[N \cdot mm^{-1}]$	Normovaná efektivní tuhost pružiny
K_{pr}	$[kN \cdot mm^{-1}]$	Příčná tuhost rámu
K_{tr}	$[kNm \cdot °^{-1}]$	Torzní tuhost rámu

l_{cpj}	$[mm]$	Návrhová délka centrální pružící jednotky
$l_{oř}$	$[mm]$	Vzdálenost osy předního kola od bodu na vidlici v návrhové výšce řídítek
l_{ptv}	$[mm]$	Návrhová délka přední teleskopické vidlice
l_{tc}	$[mm]$	Horizontální vzdálenost společného těžiště motocyklu a jezdce za osou otáčení předního kola
l_{zkv}	$[mm]$	Návrhová délka zadní kyvné vidlice
L	$[mm]$	Rameno síly F_p vůči bodu A
m_c	$[kg]$	Celková hmotnost motocyklu a jezdce
m_j	$[kg]$	Hmotnost jezdce
m_m	$[kg]$	Hmotnost motocyklu
m_r	$[kg]$	Hmotnost rámu
m_1	$[kg \cdot m^{-1}]$	Hmotnost jednoho metru řetězu
M_z	$[kN \cdot m]$	Zátěžný moment
N_f	$[N]$	Zatížení předního kola
N_r	$[N]$	Zatížení zadního kola
p	$[mm]$	Rozvor
p	$[mm]$	Rozteč zubů řetězových kol
P	$[kW]$	Výkon motoru
P_b	$[N]$	Brzdná síla na předním kole
R	$[mm]$	Rameno síly F_{ky} vůči bodu A
R_e	$[N \cdot mm^{-2}]$	Mez kluzu
R_f	$[mm]$	Poloměr předního kola
R_n	$[-]$	Poměr normálové stopy a normálové stopy zadního kola
R_r	$[mm]$	Poloměr zadního kola
t_f	$[mm]$	Poloměr průřezu přední pneumatiky
t_r	$[mm]$	Poloměr průřezu zadní pneumatiky
T	$[N]$	Hnací síla na zadním kole
v	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost řetězu
V	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost
V_{slide}	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost prokluzu
y	$[mm]$	Průvěs řetězu
z_1	$[-]$	Počet zubů předního řetězového kola sekundárního převodu
z_2	$[-]$	Počet zubů zadního řetězového kola sekundárního převodu
z_{cpj}	$[mm]$	Návrhová hodnota zdvihu centrální pružící jednotky
z_{ozk}	$[mm]$	Návrhová hodnota zdvihu odpružení zadního kola
z_{ptv}	$[mm]$	Zdvih přední teleskopické vidlice
Δl_p	$[mm]$	Stlačení pružiny
Δx	$[mm]$	Deformace v ose x
Δy	$[mm]$	Deformace v ose y
Δy_k	$[mm]$	Propružení zadního kola
Δz	$[mm]$	Deformace v ose z
$\Delta\gamma$	$[°]$	Natočení okolo osy pro vyhodnocení torzní tuhosti

		rámu
ε	$[°]$	Úhel řízení
ρ_f	$[mm]$	Střední poloměr toroidu přední pneumatiky
ρ_r	$[mm]$	Střední poloměr toroidu zadní pneumatiky
σ	$[N \cdot mm^{-2}]$	Napětí
φ_{cpj}	$[°]$	Návrhový sklon centrální pružící jednotky
φ_i	$[°]$	Náklon motocyklu okolo podélné osy
φ_{zkv}	$[°]$	Návrhový sklon zadní kyvné vidlice
ϕ_{cpj}	$[°]$	Aktuální sklon centrální pružící jednotky
ϕ_{zkv}	$[°]$	Aktuální sklon zadní kyvné vidlice
ω_f	$[m \cdot s^{-1}]$	Úhlová rychlost předního kola

6 Seznam obrázků

Obrázek 1 - Ohvale GP-2, motocykl kategorie Mini GP [2] 12
Obrázek 2 - Zjednodušený kinematický model motocyklu [11] 16
Obrázek 3 - Základní geometrie motocyklu [11] 18
Obrázek 4 - Vliv rozvoru na požadovaný úhel natočení předního kola [12] 21
Obrázek 5 - Vliv rozvoru na úhel vychýlení po vychýlení zadního kola [12] 21
Obrázek 6 - Problém se zástavbovým prostorem při nízkém úhlu řízení [12] 22
Obrázek 7 - Pozitivní stopa a vznik stabilizující síly [11] 23
Obrázek 8 - Negativní stopa a vznik destabilizující síly [11] 24
Obrázek 9 - Rozdíl skluzových úhlů pneumatik [12] 24
Obrázek 10 - Rozdíl při překonávání nerovnosti různě velkými koly [12] 26
Obrázek 11 - Otevřený trubkový rám [17] 27
Obrázek 12 - Uzavřený jednoduchý trubkový rám motocyklu Jawa 350 typ 559 [17] 28
Obrázek 13 - Uzavřený dvojitý trubkový rám motocyklu Suzuki VF 750 F [17] 29
Obrázek 14 - Páteřový rám motocyklu Simson S51 [18] 30
Obrázek 15 - Znázornění rozdílné tuhosti obdélníkové a trojúhelníkové konstrukce [12] 31
Obrázek 16 - Vzpěry obdélníkové konstrukce [12] 31
Obrázek 17 – Další možnosti vyztužení obdélníkové konstrukce [12] 31
Obrázek 18 – Příhradový rám motocyklu Krämer GP2-890RR [19] 33
Obrázek 19 - Lisovaný páteřový rám motocyklu MZ ETZ 150 [12] 34
Obrázek 20 - Litý rám motocyklu Aprilia RS 125 [20] 34
Obrázek 21 - Obvodový rám motocyklu Yamaha YZF-R1 [23] 36
Obrázek 22 - Motocykl MV Agusta Brutale 1078RR s kombinovaným rámem [25] 37
Obrázek 23 - Ducati Panigale V4 s konstrukcí využívající pohonnou jednotku jako hlavní nosný prvek [26] 38
Obrázek 24 - Honda NR500 s opravdovým monocoquem [28] 39
Obrázek 25 - Rám z uhlíkových vláken motocyklu BMW HP4 RACE [32] 40
Obrázek 26 - Ohvale GP-0 [2] 41
Obrázek 27 - PBS Rivale GP [38] 42
Obrázek 28 - GRC GP12R [39] 43
Obrázek 29 - GRC GP10R [41] 44
Obrázek 30 - Bucci Moto BR12-GP [42] 45
Obrázek 31 - Bucci Moto BR10-GP [43] 46
Obrázek 32 - Ergonomický trojúhelník motocyklu [45] 47
Obrázek 33 - Návrh základní geometrie motocyklu 54
Obrázek 34 - Porovnání ergonomických trojúhelníků 55
Obrázek 35 - Návrh geometrie zadní kyvné vidlice 57
Obrázek 36 - Geometrie zavěšení zadního kola 58
Obrázek 37 - Definice návrhového sklonu centrální pružící jednotky 58
Obrázek 38 - Graf závislosti délky ramene L na propružení zadního kola 60
Obrázek 39 - Graf závislosti poměru tuhosti pružiny a efektivní tuhosti pružiny $kp/kpef$ na propružení zadního kola 61
Obrázek 40 - Graf závislosti normované efektivní tuhosti pružiny $kpefnorm$ na propružení zadního kola 62
Obrázek 41 - Graf závislosti poměru tuhosti pružiny a efektivní tuhosti pružiny $kp/kpef$ na propružení zadního kola pro nové hodnoty φcpj 63
Obrázek 42 - Graf závislosti normované efektivní tuhosti pružiny $kpefnorm$ na propružení zadního kola pro nové hodnoty φcpj 64
Obrázek 43 - Rozložení hmotnosti v těle [12] 65
Obrázek 44 - Souřadnice těžišť jednotlivých částí těla a těžiště motocyklu 66
Obrázek 45 - Silové působení řetězu sekundárního převodu a zadní kyvné vidlice na hlavní část motocyklu [12] 68

Obrázek 46 - Konstrukce bodu pro zjištění anti-squat efektu [12] 69
Obrázek 47 - Vyhodnocení míry anti-squat efektu [12] 70
Obrázek 48 - Vliv propružení zadního kola na anti-squat efekt [12] 70
Obrázek 49 - Určení pozice osy otáčení předního řetězového kola pro 100% anti-squat efekt při propružení odpovídající polovině zdvihu 72
Obrázek 50 - Určení míry anti-squat efektu při nulovém propružení pro původní pozici předního řetězového kola 72
Obrázek 51 - Určení míry anti-squat efektu při propružení odpovídající maximálnímu zdvihu pro původní pozici předního řetězového kola 73
Obrázek 52 - Určení pozice osy otáčení předního řetězového kola pro 100% anti-squat efekt při nulovém propružení 74
Obrázek 53 - Určení míry anti-squat efektu při propružení odpovídající polovině maximálního zdvihu pro novou pozici předního řetězového kola 74
Obrázek 54 - Určení míry anti-squat efektu při propružení odpovídající maximálnímu zdvihu pro novou pozici předního řetězového kola 75
Obrázek 55 - Zátěžný stav pro určení torzní tuhosti rámu [11] 76
Obrázek 56 – Zátěžný stav pro určení příčné tuhosti rámu [11] 77
Obrázek 57 - Schéma zátěžného stavu simulujícího maximální deceleraci 80
Obrázek 58 - Silové poměry v řetězovém převodu [55] 82
Obrázek 59 - Zátěžné síly při maximální akceleraci motocyklu 84
Obrázek 60 - Schéma pro silovou rovnováhu zadní kyvné vidlice 85
Obrázek 61 - Schéma zátěžného stavu simulujícího maximální akceleraci motocyklu 86
Obrázek 62 - Schéma zátěžného stavu simulujícího namáhání silou v kontaktním bodě přední pneumatiky s vozovkou při průjezdu zatáčkou 88
Obrázek 63 - Zátěžná síla působící na zadní kolo při průjezdu zatáčkou 89
Obrázek 64 - Zátěžný stav simulující namáhání silou v kontaktním bodě zadní pneumatiky s vozovkou při průjezdu zatáčkou 90
Obrázek 65 - Schéma zátěžného stavu pro kontrolu napětí v pomocném podsedlovém rámu 91
Obrázek 66 - Rám č. 1 92
Obrázek 67 - Vzpěra rámu č. 1 93
Obrázek 68 - Rám č. 2 94
Obrázek 69 - Příklad sítě výpočetního modelu 96
Obrázek 70 – Okrajové podmínky zatěžování pro výpočet torzní tuhosti rámu č. 1 96
Obrázek 71 - Celková deformace rámu č. 1 při zatížení momentem pro určení torzní tuhosti rámu 97
Obrázek 72 – Okrajové podmínky zatěžování pro výpočet příčné tuhosti rámu č. 1 98
Obrázek 73 - Příčná deformace rámu č. 1 při zatížení silou pro určení příčné tuhosti rámu 98
Obrázek 74 – Okrajové podmínky zatěžování pro výpočet torzní tuhosti rámu č. 2 99
Obrázek 75 - Celková deformace rámu č. 2 při zatížení momentem pro určení torzní tuhosti rámu 99
Obrázek 76 – Okrajové podmínky zatěžování pro výpočet příčné tuhosti rámu č. 2 100
Obrázek 77 - Příčná deformace rámu č. 2 při zatížení silou pro určení příčné tuhosti rámu 100
Obrázek 78 – Okrajové podmínky zátěžného stavu 101
Obrázek 79 - Napětí v rámu po zatížení 102
Obrázek 80 - Maximální napětí 102
Obrázek 81 - Okrajové podmínky zátěžného stavu 103
Obrázek 82 - Napětí v rámu po zatížení 103
Obrázek 83 - Maximální napětí 104
Obrázek 84 - Okrajové podmínky zátěžného stavu 105
Obrázek 85 - Napětí v rámu po zatížení 105
Obrázek 86 - Špička napětí v místě spojení vzpěry čtvercového profilu a plechové bočnice 106
Obrázek 87 - Vysoké napětí v oblasti spojení trubek 106
Obrázek 88 - Vysoké napětí ovlivněné vetknutím 107
Obrázek 89 - Okrajové podmínky zátěžného stavu 108
Obrázek 90 - Napětí v rámu po zatížení 108
Obrázek 91 - Vysoké napětí v oblasti spojení trubek 109

Obrázek 92 - Vysoké napětí ovlivněné vetknutím 109
Obrázek 93 - Vysoké napětí na spodní příčné trubce 110
Obrázek 94 - Vysoké napětí v oblasti spojení příhradové části rámu se spodní částí z plechových dílů 110
Obrázek 95 - Okrajové podmínky zátěžného stavu 111
Obrázek 96 - Napětí v rámu po zatížení 111
Obrázek 97 - Špička napětí v místě spojení vzpěry čtvercového profilu a plechové bočnice 112
Obrázek 98 - Vysoké napětí v oblasti spojení trubek 112
Obrázek 99 - Vysoké napětí ovlivněné vetknutím 113
Obrázek 100 - Okrajové podmínky zátěžného stavu 113
Obrázek 101 - Napětí v rámu po zatížení 114
Obrázek 102 - Vysoké napětí v oblasti spojení trubek 114
Obrázek 103 - Vysoké napětí ovlivněné vetknutím 115
Obrázek 104 - Vysoké napětí na spodní příčné trubce 115
Obrázek 105 - Vysoké napětí v oblasti spojení příhradové části rámu se spodní částí z plechových dílů 116
Obrázek 106 - Okrajové podmínky zátěžného stavu 116
Obrázek 107 - Napětí v rámu po zatížení 117
Obrázek 108 - Maximální napětí 117
Obrázek 109 - Vysoké napětí ovlivněné vetknutím 118
Obrázek 110 - Okrajové podmínky zátěžného stavu 119
Obrázek 111 - Napětí v rámu po zatížení 119
Obrázek 112 - Vysoké napětí v oblasti spojení trubek 120
Obrázek 113 - Vysoké napětí v materiálu spodní příčné trubky rámu 120
Obrázek 114 - Vysoké napětí ovlivněné vetknutím 121
Obrázek 115 - Okrajové podmínky zátěžného stavu 121
Obrázek 116 - Napětí v rámu po zatížení 122
Obrázek 117 - Špička napětí v místě spojení vzpěry čtvercového profilu a plechové bočnice 122
Obrázek 118 - Vysoká napětí ovlivněná vetknutím 123
Obrázek 119 - Okrajové podmínky zátěžného stavu 123
Obrázek 120 - Napětí v rámu po zatížení 124
Obrázek 121 - Vysoké napětí ovlivněné vetknutím 124
Obrázek 122 - Vysoké napětí v oblasti spojení trubek 125
Obrázek 123 - Okrajové podmínky zátěžného stavu 126
Obrázek 124 - Napětí v rámu po zatížení 126
Obrázek 125 - Maximální napětí 127
Obrázek 126 - Problematická oblast vysokého napětí 127
Obrázek 127 - Okrajové podmínky zátěžného stavu 128
Obrázek 128 - Napětí v rámu po zatížení 128
Obrázek 129 - Maximální napětí 129
Obrázek 130 - Problematické oblasti vysokého napětí 129
Obrázek 131 - Vysoké napětí ovlivněné vetknutím 130
Obrázek 132 - Přidané vzpěry v podobě chrommolybdenových trubek 131
Obrázek 133 - Vyztužení oblasti spojení trubek 132
Obrázek 134 - Okrajové podmínky zatěžování pro výpočet torzní tuhosti rámu 133
Obrázek 135 - Celková deformace rámu při zatížení momentem pro určení torzní tuhosti rámu 133
Obrázek 136 - Okrajové podmínky zatěžování pro výpočet příčné tuhosti rámu 134
Obrázek 137 - Příčná deformace rámu při zatížení silou pro určení příčné tuhosti rámu 134
Obrázek 138 - Okrajové podmínky zátěžného stavu 135
Obrázek 139 - Napětí v rámu po zatížení 136
Obrázek 140 - Okrajové podmínky zátěžného stavu 136
Obrázek 141 - Napětí v rámu po zatížení 137
Obrázek 142 - Okrajové podmínky zátěžného stavu 138
Obrázek 143 - Napětí v rámu po zatížení 139
Obrázek 144 - Okrajové podmínky zátěžného stavu 139

Obrázek 145 - Napětí v rámu po zatížení 140
Obrázek 146 - Oblast vysokého napětí nad hodnotou meze kluzu 141
Obrázek 147 - Vysoké napětí ovlivněné vetknutím 141
Obrázek 148 - Okrajové podmínky zátěžného stavu 142
Obrázek 149 - Napětí v rámu po zatížení 143
Obrázek 150 - Oblast vysokého napětí na úchytech centrální pružící jednotky 143
Obrázek 151 - Řešení problematického místa 144
Obrázek 152 - Okrajové podmínky zátěžného stavu 144
Obrázek 153 - Napětí v rámu po zatížení 145
Obrázek 154 - Výsledný návrh rámu 146
Obrázek 155 - Univerzální svařovací přípravek [59] 147

7 Seznam tabulek

Tabulka 1 - Základní geometrie motocyklu [11] 19
Tabulka 2 - Porovnání ergonomie vybraných motocyklů kategorie Mini GP s 10" koly [35] [41] [43] 47
Tabulka 3 - Porovnání ergonomie vybraných motocyklů kategorie Mini GP s 12" koly [33] [38] 48
Tabulka 4 - Porovnání některých geometrických parametrů vybraných motocyklů s 10" koly [35] [41] [43] 49
Tabulka 5 - Porovnání některých geometrických parametrů vybraných motocyklů s 12" koly [33] [38] [40] [42] [46] [47] 50
Tabulka 6 - Povolené pohonné jednotky Rival Trophy Mini GP a MMČR Miniracing GP12 51
Tabulka 7 - Návrhové hodnoty ergonomických parametrů motocyklu 55
Tabulka 8 – Suché hmotnosti vybraných motocyklů kategorie Mini GP [33] [39] [51] [52] 65
Tabulka 9 - Souřadnice těžiště a hmotnosti částí těla a motocyklu 66
Tabulka 10 – Doporučené hodnoty torzní a příčné tuhosti rámu [11] [16] 76
Tabulka 11 – Odhadované vhodné hodnoty příčné a torzní tuhosti rámu pro navrhovaný motocykl 77
Tabulka 12 - Porovnání parametrů navržených rámů 130
Tabulka 13 - Porovnání hodnot tuhostí rámů 145
Tabulka 14 - Porovnání hmotností rámů 146

8 Seznam příloh

Příloha 1 – Technické řády Rival Trophy [5]

Příloha 2 – Technické předpisy GP12 [10]

9 Použitá literatura

[1] *FIM MiniGP WORLD SERIES TECHNICAL REGULATIONS*. Online. In: Fédération Internationale de Motocyclisme. Dostupné z: https://www.fim-moto.com/fileadmin/user_upload/Documents/2023/2023_FIM_MiniGP_World_Series_Technical_Regulations_Version_0_20_01_2023.pdf?t=1701650848. [cit. 2023-12-04].

[2] *Ohvale GP2*. Online. In: Ohvale. C2023. Dostupné z: https://ohvale.com/gp0-gp2-bikes/. [cit. 2023-12-04].

[3] *Rival Trophy*. Online. MV69. C2023. Dostupné z: https://www.mv69.cz/rival-trophy. [cit. 2023-12-04].

[4] *Výsledky*. Online. MV69. C2023. Dostupné z: https://www.mv69.cz/results. [cit. 2023-12-04].

[5] *Technické Řády Rival Trophy 2021*. Online. In: MV69. C2022. Dostupné z: https://www.mv69.cz/rival-trophy. [cit. 2022-03-20].

[6] *Rival Trophy 2023 - Představení sezóny*. Online. Dostupné z: YouTube, https://www.youtube.com/watch?v=Tzm8ktLBcZk. [cit. 2023-11-20].

[7] *TECHNICKÉ PŘEDPISY Ohvale 110, Ohvale 160: Národní předpis platný od 1.1.2021*. Online. In: Autoklub České republiky. C2023. Dostupné z: https://www.autoklub.cz/wp-content/uploads/2021/01/2021-ohvale-110-160.pdf. [cit. 2023-12-04].

[8] *MMČR miniracing*. Online. Autoklub České republiky. C2023. Dostupné z: https://www.autoklub.cz/serial/mmcr-miniracing-3/. [cit. 2023-12-04].

[9] *NÁRODNÍ SPORTOVNÍ ŘÁDY PRO SILNIČNÍ ZÁVODY MOTOCYKLŮ Miniracing: PŘÍLOHA N 024*. Online. In: Autoklub České republiky. Dostupné z: https://www.autoklub.cz/wp-content/uploads/2023/01/231901-priloha-n-024-miniracing-2023.pdf. [cit. 2023-12-04].

[10] *TECHNICKÉ PŘEDPISY GP12: Národní předpis platný od 1.1.20 22*. Online. In: Autoklub České republiky. C2022. Dostupné z: https://www.autoklub.cz/motorsport/motocykly/rady/rady-komise-szm/. [cit. 2022-03-20].

[11] COSSALTER, Vittore. *Motorcycle dynamics*. 2nd English ed. [S.l.: Lulu], c2006. ISBN 978-1430308614.

[12] FOALE, Tony. *Motorcycle Handling and Chassis Design the art and science*. Spain: Tony Foale, c2002. ISBN 978-8493328610.

[13] *Ducati Panigale V4 R*. Online. In: Motorkáři.cz. C2001-2023. Dostupné z: https://www.motorkari.cz/motokatalog/ducati/ducati-panigale-v4-r.html. [cit. 2023-12-07].

[14] *Aprilia RSV4 Factory*. Online. In: Motorkáři.cz. C2001-2023. Dostupné z: https://www.motorkari.cz/motokatalog/aprilia/aprilia-rsv4-factory.html. [cit. 2023-12-07].

[15] *BMW M 1000 RR*. Online. In: Motorkáři.cz. C2001-2023. Dostupné z: https://www.motorkari.cz/motokatalog/bmw/bmw-m-1000-rr.html. [cit. 2023-12-07].

[16] VLK, František. *Teorie a konstrukce motocyklů*. Brno: František Vlk, 2004. ISBN 80-239-1601-7.

[17] VLK, František. *RÁMY A ODPRUŽENÍ MOTOCYKLŮ*. Online. In: Soudní inženýrství. Dostupné z: https://www.sinz.cz/archiv/docs/si-2004-03-159-177.pdf. [cit. 2023-12-09].

[18] Online. In: Simsony.info. C2009-2023. Dostupné z: https://simsony.info/Thread-simson-s51-1-by-skwarciu21. [cit. 2023-12-09].

[19] *HAUPTRAHMEN KMC ROT*. Online. In: KMC Shop. Dostupné z: https://kmc-shop.com/HAUPTRAHMEN-KMC-ROT. [cit. 2023-12-10].

[20] *Aprilia RS 125 SF - Frame A249A*. Online. In: Motorradteile Hannover. Dostupné z: https://motorradteilehannover.de/Aprilia-RS-125-SF-Frame-A249A. [cit. 2023-12-10].

[21] *Different Types Of Motorcycle Chassis: Explained*. Online. In: BikeDekho. C2023. Dostupné z: https://www.bikedekho.com/news/different-types-of-motorcycle-chassis-explained. [cit. 2023-12-13].

[22] *Technika motocyklových rámů*. Online. In: Motohouse. C2009-2023. Dostupné z: https://motohouse.cz/technika-motocyklovych-ramu/. [cit. 2023-12-13].

[23] *The Yamaha YZF-R1 turns 25 – History of the YZF-R1*. Online. In: MCNEWS.COM.AU. C2023. Dostupné z: https://www.mcnews.com.au/history-yamaha-yzf-r1-images-sales-25th-anniversary/2/. [cit. 2023-12-13].

[24] *MV Agusta Brutale 1078RR*. Online. In: MCS. Dostupné z: https://www.motorcyclespecs.co.za/model/mv/mv_agusta_brutale_1078_rr%2008.htm. [cit. 2023-12-13].

[25] *Mv Agusta Brutale 1078RR*. Online. In: Moto Argento. C2023. Dostupné z: https://www.motoargento.com/moto/mv-agusta-brutale-1078rr/. [cit. 2023-12-13].

[26] *Behind The Bodywork – 2018 Ducati Panigale V4 Tech Review: Under the skin of Ducati's latest superbike*. Online. In: CYCLE WORLD. C2023. Dostupné z: https://www.cycleworld.com/behind-bodywork-2018-ducati-panigale-v4-tech-review/. [cit. 2023-12-13].

[27] *Honda NR500 | Four-stroke tech in a two-stroke world*. Online. In: MCNEWS.COM.AU. C2023. Dostupné z: https://www.mcnews.com.au/honda-nr500-four-stroke-tech-two-stroke-world/. [cit. 2023-12-13].

[28] *Returning to the World Motorcycle Grand Prix / 1979*. Online. In: Honda Motor Co.,Ltd. | Honda Global Corporate Website. Dostupné z: https://global.honda/en/heritage/episodes/1979grandprix.html. [cit. 2023-12-13].

[29] LAŠ, Vladislav. *Mechanika kompozitních materiálů*. 2., přeprac. vyd. V Plzni: Západočeská univerzita, 2008. ISBN 978-80-7043-698-9.

[30] *WHAT IS CARBON FIBER?* Online. In: DragonPlate. C2023. Dostupné z: https://dragonplate.com/what-is-carbon-fiber. [cit. 2023-12-14].

[31] *Aprilia's carbon fibre MotoGP frame 'not the priority' for 2024*. Online. In: Crash. C1999-2023. Dostupné

z: https://www.crash.net/motogp/news/1042680/1/aprilia-s-carbon-fibre-frame-not-priority-2024. [cit. 2023-12-14].

[32] *Vyzkoušejte nové BMW HP4 Race na RR Days v Brně*. Online. In: Motorkáři.cz. C2001-2023. Dostupné z: https://www.motorkari.cz/motoakce/clanky/vyzkousejte-nove-bmw-hp4-race-na-rr-days-v-brne-38755.html. [cit. 2023-12-14].

[33] *TECHNICAL SPECIFICATIONS GP-2 160*. Online. In: Ohvale. C2023. Dostupné z: https://ohvale.com/wp-content/uploads/2023/10/TechnicalSpecsGP2160.pdf. [cit. 2023-12-15].

[34] *TECHNICAL SPECIFICATIONS GP-2 190*. Online. In: Ohvale. C2023. Dostupné z: https://ohvale.com/wp-content/uploads/2023/10/TechnicalSpecsGP2190.pdf. [cit. 2023-12-15].

[35] *TECHNICAL SPECIFICATIONS GP-0 160 EVO*. Online. In: Ohvale. C2023. Dostupné z: https://ohvale.com/wp-content/uploads/2023/10/TechnicalSpecsGP0160Evo.pdf. [cit. 2023-12-15].

[36] *TECHNICAL SPECIFICATIONS GP-0 110 EVO*. Online. In: Ohvale. C2023. Dostupné z: https://ohvale.com/wp-content/uploads/2023/10/TechnicalSpecsGP0110Evo.pdf. [cit. 2023-12-15].

[37] *TECHNICAL SPECIFICATIONS GP-0 110 AUTOMATIC EVO*. Online. In: Ohvale. C2023. Dostupné z: https://ohvale.com/wp-content/uploads/2023/10/TechnicalSpecsGP0110A.pdf. [cit. 2023-12-15].

[38] *PBS RIVALE GP 160 - GUBELLINI*. Online. In: MV69. C2023. Dostupné z: https://www.mv69.cz/detail/ID54980. [cit. 2023-12-15].

[39] *GRC GP12R*. Online. In: MALCOR MOTO. Dostupné z: https://www.malcor.eu/grc-gp12r. [cit. 2023-12-15].

[40] *GP12*. Online. In: GRCMoto. C2023. Dostupné z: https://grcmoto.com/gp-12/. [cit. 2023-12-15].

[41] *GP10R*. Online. In: GRCMoto. C2023. Dostupné z: https://grcmoto.com/en/gp10-2/. [cit. 2023-12-15].

[42] *BR12-GP 2023*. Online. In: Buccimoto. C2023. Dostupné z: https://www.buccimoto.com/en/br12-gp-2023/1213/d/. [cit. 2023-12-16].

[43] *BR10-GP 2021*. Online. In: Buccimoto. C2023. Dostupné z: https://www.buccimoto.com/en/br10-gp-2021/712/d/. [cit. 2023-12-16].

[44] *MOTORCYCLES AND ERGONOMICS: WHAT IT MEANS TO YOU*. Online. In: Motorcycle Parts Warehouse. C2013-2023. Dostupné z: https://motorcyclepartswarehouse.co.uk/blog/post/motorcycles-and-ergonomics:-what-it-means-to-you/. [cit. 2023-12-16].

[45] *Why do we use jockey suspension boat seats over traditional chairs?* Online. In: Shark SEATING. Dostupné z: https://www.sharkseating.com/jockey-design/. [cit. 2023-12-16].

[46] *RIVALE GP GUBELLINI*. Online. In: Pitbikeshop. Dostupné z: https://www.pitbikeshop.it/rivale-series/rivale-gp-gubellini.1.8.170.gp.1529.uw. [cit. 2023-12-16].

[47] *GRC Moto GP12R 2023*. Online. In: Bikez. Dostupné z: https://bikez.com/motorcycles/grc_moto_gp12r_2023.php. [cit. 2023-12-16].

[48] *KOMPLETNÍ MOTORY*. Online. In: MV69. C2024. Dostupné z: https://www.mv69.cz/eshop/kompletni-motory. [cit. 2024-01-05].

[49] *12" PNEU*. Online. In: MV69. C2023. Dostupné z: https://www.mv69.cz/eshop/pmt-tyres/12%22-pneu. [cit. 2023-12-27].

[50] *Mass, Weight and Center of Gravity*. Online. In: DataMC.org – Motorcycle Data Acquisition. C2023. Dostupné z: https://www.datamc.org/data-acquisition/gps-data-analysis/mass-weight-and-center-of-gravity/. [cit. 2023-12-30].

[51] *RIVALE GP 160 FASTACE*. Online. In: Dreambikes. Dostupné z: https://www.dreambikes.se/produkt/rivale-gp-160-fastace/. [cit. 2023-12-30].

[52] *BucciMoto BR12-GP 2022*. Online. In: Bikez. C1999-2023. Dostupné z: https://bikez.com/motorcycles/buccimoto_br12-gp_2022.php. [cit. 2023-12-30].

[53] *Antropometrické charakteristiky české populace*. Online. In: Masarykova univerzita. C2023. Dostupné z: https://www.muni.cz/vyzkum/publikace/1297353. [cit. 2023-12-30].

[54] LEINVEBER, Jan a VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.

[55] BOLEK, Alfred a KOCHMAN, Josef. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-030-0426-8.

[56] *PITBIKE YCF BIGY FACTORY 190 DAYTONA MX*. Online. In: HS moto. C2024. Dostupné z: https://www.hsmotoshop.cz/pitbike-ycf-bigy-190mx/. [cit. 2024-01-09].

[57] *BASIC*. Online. In: ČZ Řetězy. Dostupné z: https://www.czretezy.cz/?id=sm_basic&lng=en. [cit. 2024-01-09].

[58] *CHROME MOLY TUBES*. Online. In: CHASSIS PARTS. Dostupné z: https://chassisparts.com/en-us/tubes/chrome-moly-tubes. [cit. 2024-01-10].

[59] *MOTORCYCLE FRAME JIGS*. Online. In: Chop Source. C2011-2024. Dostupné z: https://www.chopsource.com/frame-jigs.html. [cit. 2024-01-07].